

Gesamtfahrzeugsimulation betriebsfestigkeitsrelevanter Manöver unter Berücksichtigung von Fahrwerkregelsystemen

**Vom Fachbereich Maschinenbau an der
Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des Grades eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte**

DISSERTATION

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Sebastian Jürgen Brandes
aus Hadamar

Erstreferent: Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht
Tag der Einreichung: 11.04.2016
Tag der mündlichen Prüfung: 05.07.2016

Darmstadt, 2016

D17

Gesamtfahrzeugsimulation betriebsfestigkeitsrelevanter Manöver
unter Berücksichtigung von Fahrwerkregelsystemen

Genehmigte Dissertation von Dipl.-Ing. Sebastian Jürgen Brandes

Erstreferent: Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht

Tag der Einreichung: 11.04.2016

Tag der mündlichen Prüfung: 05.07.2016

Darmstadt - D17

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-56991

URI: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/id/eprint/5699>

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de

Dieses Werk ist lizenziert unter einer Creative Commons
„Namensnennung – Nicht kommerziell – Keine Bearbeitun-
gen 4.0 International“ Lizenz.



Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in den Abteilungen Betriebsfestigkeit Fahrwerk und Fahrdynamik der Daimler AG in Sindelfingen. Die wissenschaftliche Betreuung erfolgte durch das Fachgebiet Systemzuverlässigkeit und Maschinenakustik (SZM) der Technischen Universität Darmstadt (TUD) in Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit (LBF) in Darmstadt.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz, dem Leiter des SZM und LBF, für die abschließende Betreuung dieser Arbeit. Weiterhin danke ich seinem Vorgänger Herrn Prof. Dr.-Ing. Holger Hanselka für die anfängliche Betreuung. Herrn Prof. Dr.-Ing. Stephan Rinderknecht, Leiter des Instituts für Mechatronische Systeme im Maschinenbau der TUD, danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats. Herrn Dipl.-Ing. Riccardo Möller, Leiter der Gruppe Numerische Systemanalyse am LBF, danke ich für die zahlreichen fachlichen Diskussionen und die kritische Durchsicht der Arbeit. Auch Herrn Dr.-Ing. Thomas Bruder, ehemals zuständig für das Wissenschaftsmanagement am LBF, danke ich für seine anfängliche Unterstützung.

Meinen Vorgesetzten im Bereich Betriebsfestigkeit Fahrwerk, den Herren Dipl.-Ing. Bruno Seufert und Dipl.-Ing. Uwe Leidner, danke ich für die Ermöglichung und Unterstützung der Arbeit, die Schaffung einer angenehmen Arbeitsumgebung sowie die unzähligen fachlichen Diskussionen. Weiterhin danke ich meinen Vorgesetzten im Bereich Fahrdynamik, den Herren Prof. Dr.-Ing. Dieter Ammon und Dr.-Ing. Jochen Rauh, für ihr stetes Interesse am Fortgang der Arbeit sowie die zahlreichen konstruktiven und kritischen wissenschaftlichen Diskussionen und Hilfestellungen.

Ein Gelingen der Arbeit wäre ohne meinen Kollegen Herrn Dr.-Ing. Kai Sedlaczek so nicht möglich gewesen. Seine einzigartige Unterstützung und sein hoher persönlicher Einsatz haben kein Problem als zu schwierig erscheinen lassen. Vielen Dank. Weiterhin gilt mein Dank Herrn Dr. Klaus-Dieter Hilf für die umfangreichen fachlichen Hilfestellungen und die hervorragende Zusammenarbeit.

Allen Kolleginnen und Kollegen danke ich für die freundliche und von Hilfsbereitschaft geprägte Atmosphäre. Besonderer Dank gilt Herrn Dr.-Ing. Steven Lange für die zahlreichen fachlichen Diskussionen sowie den Herren Dipl.-Phys. Walter Kühner und Dipl.-Ing. (FH) Jochen Schuler für die messtechnische Unterstützung und die Durchführung unzähliger Fahrmanöver. Bedanken möchte ich mich auch bei allen Studenten, die mit ihrem engagierten Einsatz Beiträge zu dieser Arbeit geliefert haben. Spezieller Dank gilt den Herren Andreas Wilmes und Peng Wu sowie Frau Amélie König.

Abschließend gilt mein Dank meiner Familie und meinen Freunden. Speziell meine Eltern haben mir durch ihre moralische und praktische Unterstützung diesen Ausbildungsweg erst ermöglicht. Mein größter Dank gilt meiner Frau, ohne die es diese Arbeit nicht gegeben hätte.

Sindelfingen, im Juli 2016

Sebastian Brandes

Für Stephanie

Kurzfassung:

In der Automobilbranche dient im Bereich der betriebsfesten Bemessung des Fahrwerks die Methode der Mehrkörpersysteme als Analyseverfahren zur Ermittlung von Bewegungen und Schnittgrößen an den Fahrwerksbauteilen. Eine der aktuellen Herausforderungen hierbei ist der zunehmende interdisziplinäre Charakter in Form von mechatronischen Fahrwerkssystemen. In rein virtuellen Entwicklungsphasen kann deren Einfluss auf die Fahrwerksbelastungen einzig anhand von Gesamtfahrzeugsimulationen ermittelt werden, da nur dort alle notwendigen Fahrzustandsgrößen zum Betrieb der Regleralgorithmen zur Verfügung stehen. Aufgrund der hohen Komplexität und fehlender Reglermodelle ist diese Methodik bislang nur unzureichend betrachtet worden.

In dieser Arbeit wird daher die Möglichkeit und Notwendigkeit entsprechender Gesamtfahrzeugsimulationen anhand dreier Fahrwerkregelsysteme untersucht: Ein Antiblockiersystem, ein elektronisches Bremssystem sowie eine semiaktive Verstelldämpfung in Verbindung mit einer Luftfeder zur Niveauregulierung. Die Untersuchungen umfassen den Aufbau der domänenübergreifenden Simulationsumgebung, die Durchführung und Analyse von betriebsfestigkeitsrelevanten Fahrzeug- und Komponentenmessungen sowie die Validierung und Bewertung der Simulationsergebnisse. Es wird gezeigt, dass entsprechende Simulationen mit dem Original-Steuergeräte-Code als Software in the Loop Modell und geeigneten Aktormodellen stets mit einer hohen Ergebnisgüte möglich sind. Alternativ eignen sich aber auch System-Verhaltensmodelle für Lastabschätzungen in frühen Konzeptphasen. Zudem zeigt sich durch andere Modellbestandteile des Gesamtfahrzeugs und durch bestimmte Manöverrandbedingungen ein hoher Einfluss auf die Ergebnisse.

Abstract:

In the durability process of passenger cars the method of multibody system simulation is used as an analytical method for the determination of displacements and forces on the chassis components. Hereby, one of the current challenges is the increasing amount of chassis control systems. Since the controller algorithms require several driving state variables, full vehicle simulations are the only possibility to estimate the influence of chassis control systems on chassis loads, especially in early development phases. Due to the high complexity and missing control models this method is not yet been sufficiently investigated.

Hence, in this work, the possibility and necessity of such full vehicle simulations will be investigated using three chassis control systems: An antilock braking system, an electronic stability control and a semi-active damping control in combination with an air spring for leveling. The investigation includes the construction of the interdisciplinary simulation environment, the implementation and analysis of durability relevant full vehicle and component measurements as well as the validation and evaluation of the simulation results. It is shown that such full vehicle simulations are possible with a high quality of the results. Suitable actuator models and the original chassis control system as Software-in-the-Loop model are required. However, so called system behavior models are also appropriate for load assessments in early development phases. Moreover, other model components of the full vehicle and certain maneuver boundary conditions also show a considerable influence on the results.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	XI
Symbolverzeichnis	XIII
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Forschung	2
1.2 Ziel und Inhalt der Arbeit	5
2 Grundlagen	7
2.1 Betriebsfestigkeit	7
2.1.1 Beanspruchung	8
2.1.2 Beanspruchbarkeit	10
2.1.3 Lineare Schadensakkumulation	11
2.1.4 Zuverlässigkeitskonzept	13
2.2 Fahrwerkregelsysteme	14
2.2.1 Kraftübertragung im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn	15
2.2.2 Längs- und Querdynamikregelsysteme	17
2.2.3 Vertikaldynamikregelsysteme	21
2.3 Mehrkörpersystem	23
2.4 Kopplung von Mehrkörper- und Regelsystemen	24
3 Untersuchungswerkzeuge, Mess- und Simulationenmethodik	29
3.1 Messung	29
3.1.1 Versuchsfahrzeug	29
3.1.2 Messtechnik und Sensorik	31
3.1.3 Messverfahren	32
3.2 Simulation	32
3.2.1 Modelle	33
3.2.2 Struktur der Simulationsumgebung	38
3.3 Lessons Learned zum Einsatz von SiL-Modellen	39
3.4 Modellvalidierung	40
4 Experimentelle und simulative Analyse von Bremsmanövern	45
4.1 Vorbetrachtungen	45
4.1.1 Manöverbeschreibungen und charakteristische Lasten	46
4.1.2 Der Bremsregelkreis	48
4.1.3 Stand der Forschung zur Simulation von Bremsmanövern	49

4.1.4	Ableitung von Untersuchungszielen	50
4.2	Validierung im offenen Regelkreis	51
4.3	Weiterführende Untersuchungen verschiedener Modellkomponenten	53
4.3.1	Reibwertmodell (Phase 1)	54
4.3.2	Reglermodell (Phase 2)	56
4.3.3	Stillstandschwingungen (Phase 3)	58
4.4	Erreichbare Simulationsgüte	58
4.4.1	Asphaltbremsung	59
4.4.2	Kanaldeckelbremsung	60
4.4.3	Schlechtwegbremsung	61
4.5	Fazit	64
5	Experimentelle und simulative Analyse der Fahrdynamikregelung	67
5.1	Manöverbeschreibung	67
5.2	Gesamtfahrzeugmessung	69
5.2.1	Messvarianten	69
5.2.2	Regelsystemeingriffe und deren Wirkung auf Fahrwerkslasten	70
5.2.3	Radkräfte und -momente	72
5.3	Gesamtfahrzeugsimulation	75
5.3.1	Anforderungen an das Simulationsmodell	75
5.3.2	Trajektorie und Geschwindigkeit	76
5.3.3	Regelsystemeingriffe	77
5.3.4	Radkräfte und -momente	78
5.4	Erreichbare Simulationsgüte	79
5.4.1	Fahrzustandsgrößen	79
5.4.2	Radkräfte	81
5.5	Ansätze für zukünftige Berechnungen	83
5.6	Fazit	87
6	Experimentelle und simulative Analyse der Dämpferregelung auf Schlechtweg	89
6.1	Vorbetrachtungen	89
6.1.1	Der Vertikaldynamikregelkreis	90
6.1.2	Komponentenanregungen auf Schlechtweg	91
6.1.3	Erforderliche Dämpfung auf Schlechtweg	92
6.2	Dämpfermodellvalidierung	94
6.2.1	Messprogramm	94
6.2.2	Modellierung	96
6.2.3	Auswertung und Validierung	98
6.3	Luftfedermodellvalidierung	101
6.3.1	Messprogramm	102
6.3.2	Modellierung	103
6.3.3	Auswertung und Validierung	103
6.4	Diskussion von Gesamtfahrzeugmessungen und erreichbare Simulationsgüte	105
6.4.1	Besonderheiten bei Schlechtwegerprobungen	105
6.4.2	Regelung und Dämpferkräfte	108
6.4.3	Bauteilkräfte	109
6.4.4	Regelungseinfluss	111

6.5	Simulation der Dämpfer- und Fahrdynamikregelung	113
6.6	Fazit	114
7	Zusammenfassung und Ausblick	117
	Literaturverzeichnis	121

Abkürzungsverzeichnis

ABS	Antiblockiersystem
ASR	Antriebsschlupfregelung
ASCII	American Standard Code for Information Interchange
BZF	Belastungs-Zeit-Funktion
CASCaDE	Computer Aided Simulation of Car, Driver, and Environment
CAN	Controller Area Network
C-API	C-Language Application Programming Interface
CES	Continuously Controlled Electronic Suspension
CAE	Computer Aided Engineering
CACE	Computer Aided Control Engineering
CRG	Curved Regular Grid
DASSL	Differential Algebraic System Solver
DMS	Dehnmessstreifen
DGPS	Differential Global Positioning System
DBC	CANdb-Datenbank-Datei
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
EBS	Elektronisches Bremssystem
EPS	Electric Power Steering
FDR	Fahrdynamikregler
FMI	Functional Mock-up Interface
FMU	Functional Mock-up Unit
FKE	Federung-Kinematik-Elastokinematik
FEM	Finite-Elemente-Methode
FORTTRAN	Formula Translating System
HiL	Hardware in the Loop
MSR	Motorschleppmomentregelung
MKS	Mehrkörpersystem
PKW	Personenkraftwagen
PSD	Power Spectral Density
SiL	Software in the Loop
STI	Standard-Tire-Interface
VDA	Verband der Automobilindustrie
vSSP	virtueller Straßensimulationsprüfstand
XML	Extensible Markup Language

Symbolverzeichnis

Lateinische Kleinbuchstaben

a	$[m/s^2]$	Beschleunigung
b	$[\%]$	Querneigung
c	$[N/m]$	Steifigkeit
c_A	$[N/m]$	Aufbaufedersteifigkeit
c_F	$[N/m]$	Federsteifigkeit
c_P	$[Nm/bar]$	Bremsenbeiwert
c_R	$[N/m]$	Radeinfedersteifigkeit
d	$[Ns/m]$	Dämpfungskonstante
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
i	$[-]$	Zählindex
i_{AG}	$[-]$	Achsdifferentialübersetzung
i_F	$[-]$	Federübersetzung
i_G	$[-]$	Getriebeübersetzung
i_S	$[-]$	Lenkübersetzung
i_{ZG}	$[-]$	Zentraldifferentialübersetzung
j	$[-]$	Zählindex
k	$[-]$	Wöhlerlinienneigung
k_A	$[Ns/m]$	Aufbaudämpfungskoeffizient
k_{sky}	$[Ns/m]$	Sky-Hook-Dämpfungskoeffizient
l	$[m]$	Radstand
m	$[kg]$	Masse
n	$[-]$	Polytropenexponent
n_M	$[1/s]$	Motordrehzahl
p	$[N/m^2]$	Bremsdruck, Fülldruck
r_{dyn}	$[m]$	dynamischer Rollradius
$s_{A/B}$	$[-]$	Schlupf, Antrieb/Bremsen
s_F	$[m]$	Federweg
s_R	$[m]$	Radweg, vertikal
u_0	$[-]$	Sicherheitsspanne
u	$[m]$	CRG-Wegstrecke
u_k	$[-]$	Stellgröße zum Zeitpunkt k
v	$[m/s]$	Geschwindigkeit
v	$[m]$	CRG-Grid-Parameter
$v_{rad,ref,schlupf}$	$[m/s]$	Radumfangs-/Referenz-/Schlupfgeschwindigkeit

$x_{d,k}$	$[-]$	Regelabweichung zum Zeitpunkt k
$x_{i,k}$	$[-]$	Regelabweichung, Integration
$x_{r,k}$	$[-]$	Regelabweichung, verzögerte Differentiation
z_A	$[m]$	Aufbaubewegung, vertikal
\dot{z}_A	$[m/s]$	Aufbaugeschwindigkeit, vertikal
z_E	$[m]$	Straßenanregung, vertikal
z_R	$[m]$	Radbewegung, vertikal
\dot{z}_R	$[m/s]$	Radgeschwindigkeit, vertikal

Lateinische Großbuchstaben

A_T	$[m^2]$	Tragfläche, Luftfeder
A_V	$[m^2]$	Verdrängerfläche, Luftfeder
D	$[-]$	Schadenssumme
D_f	$[-]$	fiktive Schadenssumme
EG	$[rad\ s^2/m]$	Eigenlenkgradient
F	$[N]$	Kraft
$F_{H,G}$	$[N]$	Haft-/Gleitkraft
F_S	$[N]$	Seitenkraft
K_R	$[-]$	Übertragungsbeiwert
M	$[Nm]$	Moment
M_{Alt}	$[Nm]$	Bremsmoment, vorheriger Zeitschritt
M_M	$[Nm]$	Motormoment
M_{Soll}	$[Nm]$	Bremsmoment, Soll
M_{Wunsch}	$[Nm]$	Bremsmoment, Wunsch
N	$[-]$	Schwingspielzahl
N_D	$[-]$	Schwingspielzahl bei Dauerfestigkeit
P_A	$[-]$	Ausfallwahrscheinlichkeit
P_F	$[\%]$	Fahrpedalstellung
P_M	$[Nm/s]$	Motorleistung
R_P	$[m]$	Bahnradius
S	$[-]$	Spanne
S_a	$[-]$	Spannungsamplitude
S_D	$[-]$	Spannung bei Dauerfestigkeit
T	$[^\circ C]$	Temperatur
T_1	$[s]$	Verzögerungszeit
T_N	$[s]$	Nachstellzeit
T_V	$[s]$	Vorhaltzeit
V	$[m^3]$	Volumen

Griechische Buchstaben

α	$[rad]$	Schräglaufwinkel
----------	---------	------------------

β	[rad]	Schwimmwinkel
$\Delta\alpha$	[rad]	Relativwinkel
δ	[rad]	Radlenkwinkel
δ_H	[rad]	Lenkradwinkel
η	[rad]	Querneigungswinkel
η_A	[—]	Wirkungsgrad Antriebsstrang
κ	[1/m]	Spurkrümmung
κ	[—]	Isentropenexponent
$\mu_{H/G}$	[—]	Reibwert, Haften/Gleiten
μ_B	[—]	Reibwert im Bremsenkontakt
$\mu_{\min/\max}$	[—]	Reibwert, minimal/maximal
μ_R	[—]	Reibwertanteil des Reifens
μ_S	[—]	Reibwertanteil der Straße
σ	[—]	Standardabweichung
τ	[N/m ²]	Schubspannung
ψ	[rad]	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	[rad/s]	Gierwinkelgeschwindigkeit
ω	[rad/s]	Raddrehzahl

Spezielle Indizes

0	Anfangszustand
B	Beanspruchung
DBG	Drehstabgestänge
F	Festigkeit (Beanspruchbarkeit)
FU	Führungsstrebe
FZG	Fahrzeug
H	Hinterachse
hl	hinten links
hr	hinten rechts
LF	Luftfeder
M	Messung
QS	Querstrebe
S	Simulation
SD	Schwingungsdämpfer
SPG	Spurstange
ST	Sturzstrebe
u	Umgebung
vl	vorne links
V	Vorderachse
vr	vorne rechts
ZS	Zugstrebe

Koordinatensysteme und Vorzeichen

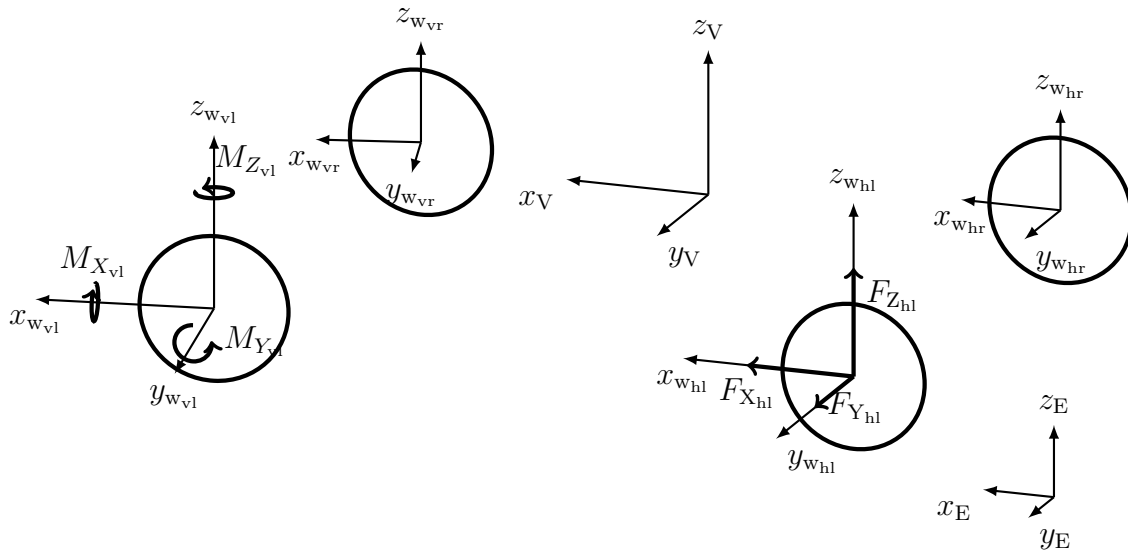


Bild 0.1: Definition der Koordinatensysteme von Fahrzeug und Messfelgen, Vorderachse mit Lenkeinschlag, Spur- und Sturzwinkel sind nicht explizit dargestellt.

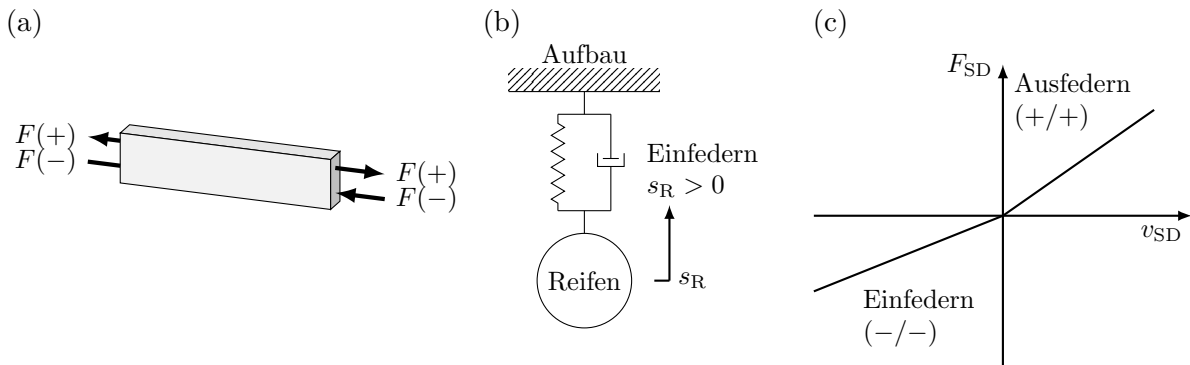


Bild 0.2: Definition der Vorzeichen: (a) Belastungen der Fahrwerksstreben, (b) Radeinfederung, (c) Dämpferkraft-Geschwindigkeitsdiagramm

Kapitel 1

Einleitung

In einem modernen Entwicklungsprozess sind computerbasierte Hilfsmittel nicht mehr wegzudenken. Der Begriff der „rechnergestützten Entwicklung“ – besser bekannt als „Computer Aided Engineering“ (CAE) – steht hier stellvertretend für zahlreiche Programme und Werkzeuge, welche in den verschiedensten Arbeitsprozessen zum Einsatz kommen. Das Spektrum reicht von reinen Konstruktionsprogrammen bis hin zu Simulationsprogrammen, welche die Eigenschaften eines Systems mittels physikalischer Gesetzmäßigkeiten in ein mathematisches Ersatzmodell überführen, um dessen Verhalten vorhersagen und optimieren zu können. In den vielfältigen Ingenieurdisziplinen haben sich dementsprechend leistungsfähige Werkzeuge etabliert, um neben dem Systemverständnis auch den Reifegrad erster Prototypen deutlich zu steigern.

In der Automobilbranche sind diese computerbasierten Simulationen ein integraler Bestandteil im Entwicklungsprozess. So werden Berechnungen unter anderem der passiven Sicherheit, des Thermomanagements, der Aerodynamik, der Fahrdynamik, des Fahrkomforts oder auch der Betriebsfestigkeit vorgenommen. Insbesondere in frühen Phasen der Entwicklung werden hierbei mittels problemspezifischer Modellierungen sogenannte virtuelle Prototypen aufgebaut, um Vorauslegungen und Absicherungen durchzuführen, noch bevor das erste reale Fahrzeug auf der Straße steht. Nur so ist es möglich, im Spannungsfeld der steigenden Variantenvielfalt bei kürzeren Entwicklungszeiten zu bestehen. Auch der in den letzten Jahrzehnten zunehmende interdisziplinäre Charakter in Form von mechatronischen Systemen im Fahrzeug ist erst durch die Intensivierung von Berechnungsaktivitäten möglich gewesen.

Ein Beispiel für diese mechatronischen Systeme sind die Fahrwerkregelsysteme. Als probates Mittel zur Aufwertung der Fahrsicherheit, des Fahrkomforts und der Fahrerunterstützung finden sich entsprechende Systeme heutzutage in allen Fahrzeugsegmenten wieder. Der sicherlich bekannteste Vertreter, das sogenannte „elektronische Stabilitätsprogramm (ESP®)“ (nachfolgend als Elektronisches Bremssystem (EBS) bezeichnet), ist mittlerweile sogar Pflicht für alle neuzugelassenen PKW [76]. Weiterhin gibt es zahlreiche Systeme beispielsweise in den Bereichen der aktiven Federung, der Verstelldämpfung, der aktiven Stabilisatoren, der aktiven Antriebssysteme oder der aktiven Vorder- und Hinterachslenkungen [2, 43, 70]. Auch kamerabasierte Systeme zur Erfassung von Straßenprofilen und vorausschauender Fahrwerkseinstellung sind zumindest im Premiumsegment zu finden [7]. Die Anzahl und Komplexität von Fahrwerkregelsystemen wird zukünftig weiter steigen.

Für die betriebsfeste Auslegung des Fahrwerks stellen diese Systeme eine neue Herausforderung dar. Für jedes Fahrwerkregelsystem muss die Frage nach der Beeinflussung der

Bauteilbelastungen und somit der erreichbaren Mindestlebensdauer beantwortet werden. Die zur Klärung dieser Frage bislang fokussierte Vorgehensweise setzt einen realen Prototypen voraus: In Gesamtfahrzeugmessungen werden Radkräfte und -momente sowie einzelne systeminhärente Größen, wie beispielsweise die Bestromung einer Verstelldämpfung, erfasst und anschließend als Eingangsdaten für reale aber auch virtuelle Achsprüfstände verwendet. Im Sinne der beschriebenen Herausforderungen des modernen Entwicklungsprozesses ist diese Vorgehensweise jedoch nicht zielführend: Fahrzeugmessungen stehen in frühen Entwicklungsphasen meist nicht zur Verfügung und Vorgängerlastdaten können aufgrund abweichender Randbedingungen (Achstopologie, Massen, Systemänderungen und -neuerungen) nicht beliebig angezogen werden.

Für rein virtuelle Entwicklungsphasen kommen daher nur Gesamtfahrzeugsimulationen in Frage. Die Komplexität dieser Methode ist zwar sehr hoch [1, 14, 15], – neben dem eigentlichen Fahrzeugmodell werden digitalisierte Straßenoberflächen, ein physikalisches Reifenmodell, ein entsprechendes Fahrermodell sowie die Regelsystemmodelle selbst benötigt – für einen korrekten Betrieb der Regleralgorithmen gibt es aber keine Alternative. Nur in Gesamtfahrzeugsimulationen stehen alle notwendigen Fahrzustandsgrößen zur Verfügung.

1.1 Stand der Forschung

In der Literatur finden sich zahlreiche Forschungsarbeiten zu den einzelnen Komponenten einer Gesamtfahrzeugsimulation sowie deren Verknüpfung mittels Co-Simulation. Auch der auf das Fahrwerk bezogene Betriebsfestigkeitsnachweis wird in zahlreichen Veröffentlichungen thematisiert, geregelte Systeme jedoch häufig nur in Zusammenhang mit einer experimentellen Vorgehensweise. In der Betriebslastensimulation werden diese meist mit Einschränkungen betrachtet:

Beispielsweise stellt Drews [28] einen Funktions- und Betriebsfestigkeitsnachweis einer aktiven Wankstabilisierung vor. Dazu werden zwei Hardware in the Loop (HiL) Prüfstände eingesetzt. Das gesamte Fahrwerkregelsystem wird dort zwar abgebildet, jedoch wird der Betriebsfestigkeitsnachweis auf Basis gemessener Lastkollektive durchgeführt. Die Reglersignale werden durch eine iterativ angepasste Steuerung ersetzt. Es findet somit weder eine numerische Simulation des Gesamtfahrzeugs noch der Regellogik statt.

Auch Leopold u. a. [57, 58] untersuchen die Auswirkungen aktiver Fahrwerkregelsysteme auf die Betriebsfestigkeit anhand von zwei Beispielen, einer aktiven Lastpfadbeeinflussung sowie einer aktiven Wankstabilisierung. Im erstgenannten Fall wird jedoch lediglich ein Mehrkörpersystem (MKS)-Hinterachsmodell aus ADAMS [65] in Simulink® [61] integriert. Dort werden zuvor gemessene Radkräfte aufgeprägt und über einen Proportionalregler der Kompressionsweg einer im Dämpferlastpfad befindlichen Zusatzfeder eingestellt. Das angedachte Potential wird aufgezeigt, jedoch gibt es keinen Abgleich mit Messdaten. Bezüglich der aktiven Wankstabilisierung wird ein Gesamtfahrzeugmodell analog in Simulink® mit dem Regler verknüpft. Betrachtet wird jedoch lediglich eine quasistationäre Kreisfahrt, ein Abgleich mit Messdaten wird nicht vorgenommen.

Von Tranbauer u. a. [98] wird gezeigt, dass aktive Fahrwerkregelsysteme grundsätzlich einen Einfluss auf die Bauteillebensdauer haben können. Am Beispiel einer Luftfeder-Niveauregulierung sowie einer adaptiven Dämpfung werden Prüfstandsuntersuchungen durchgeführt und Schädigungsbetrachtungen anhand von zwei Messstellen (Messrad-

Vertikalkraft und Dämpferkraft) vorgenommen. Es zeigt sich, dass die genannten aktiven Fahrwerkregelsysteme zwar eine Erhöhung der Lebensdauer um 50 %, je nach Einstellung aber auch eine Reduzierung bewirken können. Eine Niveauabsenkung, insbesondere auf Schlechtwegstrecken, kann zu einem Schädigungsanstieg um Faktor drei bis vier führen. Grund sind verkürzte Federwege sowie eine steifere Federkennlinie. Änderungen in der Dämpfercharakteristik können den Schädigungswert um den Faktor zwei beeinflussen. Da die Steuerung und Regelung von realen Prüfständen aufgrund der aktiven Systeme erschwert sind, wird darüber hinaus ein virtueller MKS-Achsprüfstand vorgestellt. Die Regellogik wird jedoch in beiden Fällen entweder durch Vorgabe gemessener Steuergrößen umgangen, oder komplett außer Acht gelassen.

Seo [91] behandelt die Betriebsfestigkeitsbewertung von Bremsmanövern mittels MKS-Gesamtfahrzeugsimulationen. Da jedoch kein entsprechender Bremsregler existiert, werden ideale Bremsmomentverteilungen zwischen Vorder- und Hinterachse angenommen. Als Zielgröße zur Bestimmung der Bremsmomentenhöhe dient ein Vergleich zwischen der gemessenen und simulierten Verzögerung. Die bei Vollbremsungen, insbesondere auch auf Schlechtwegstrecken, typischerweise auftretenden Raddrehzahleinbrüche können jedoch nicht abgebildet werden.

Brune u. a. [18] konstatieren, dass die Methoden zur Auslegung und Absicherung der Betriebsfestigkeit aufgrund von aktiven Fahrwerkregelsystemen weiterentwickelt werden müssen, da diese einen erheblichen Einfluss auf die Krafteinleitung und die resultierenden Bauteilkräfte haben können. Am Beispiel einer Verstelldämpfung werden die Herausforderungen und entsprechende Lösungsansätze vorgestellt, um diese sowohl beim Betriebsfestigkeitsversuch als auch bei der Betriebslastensimulation zu berücksichtigen. Im Bereich des Betriebsfestigkeitsversuchs ergibt sich neben dem Aufwand zur Einbindung der realen Verstelldämpfung das Problem der Versorgung des Steuergerätes mit allen auch im realen Fahrzeug vorhandenen Größen. Mögliche Alternativen sind eine konstante Ventilbestromung, die Vorgabe gemessener Ventilstrom-Zeitverläufe oder aber, sofern möglich, die Vorgabe gemessener Soll-Dämpferkraft-Zeitverläufe an das Steuergerät, welches diese schließlich über die Ventilbestromung einregelt. Bei der Betriebslastensimulation in Form eines virtuellen MKS-Prüfstandes kann der Regler, aufgrund der Fesselung des Fahrzeuges, ebenfalls nicht mit allen notwendigen Fahrzustandsgrößen versorgt werden. Es werden zwei Methoden vorgestellt, um die benötigte Dämpferkraft dennoch zur Verfügung zu stellen. Beide basieren jedoch auf zuvor durchgeführten Fahrzeugmessungen. Einzig bei einer Gesamtfahrzeugsimulation wäre ein funktionell korrekter Einsatz der Verstelldämpfungsregelung möglich. Dieser Ansatz sei der komplexeste, da auch entsprechende Fahrer- und Straßenmodelle zur Verfügung stehen müssen. Er biete jedoch das größte Potential hinsichtlich der zu erzielenden Ergebnislage. Zukünftige Herausforderungen werden in der Weiterentwicklung der Simulationstools und der Verfügbarkeit der Reglercodes speziell in frühen Phasen der Entwicklung gesehen. Hinweise auf eine entsprechende Durchführung beziehungsweise auf Ergebnisse gibt es jedoch keine.

In der Arbeit von Sawa u. a. [84] findet sich eine vollständige Beschreibung eines MKS-Gesamtfahrzeugmodells inklusive einer Verstelldämpfung, welches für Betriebsfestigkeitsuntersuchungen auf Schlechtwegstrecken eingesetzt wird. Das Fahrwerk, die Lenkung und der Antriebsstrang sind mittels starrer Körper und entsprechender Bindungs- und Koppellemente modelliert. Die Karosserie wird als flexibler Körper eingebunden, als Reifenmodell wird ein kommerzielles physikalisches Modell verwendet und die Beschreibung der Straßenoberfläche basiert auf einer optischen Vermessung der Teststrecke. Der Regler für

die Verstelldämpfung wird über eine Co-Simulation an das Fahrzeugmodell angebunden. Es wird betont, dass die notwendigen Komponenten für sich alleine bereits etabliert sind, MKS-Gesamtfahrzeugsimulationen im Entwicklungsprozess bislang jedoch selten zum Einsatz kommen. Eine erste Untersuchung auf einer leicht unregelmäßigen Straßenoberfläche zeigt für den dargestellten kurzen Zeitbereich eine gute Korrelation zwischen den simulierten und gemessenen Dämpferströmen und -kräften. Bei zwei weiteren Untersuchungen liegt der Fokus auf dem dynamischen Verhalten des Aufbaus aufgrund der Anbringung eines schweren Umrichters sowie der Dynamik der Motorhaube beim Überfahren einer sinusförmig gewellten Schlechtwegstrecke. Auf den Einfluss und die Ergebnisse speziell der Verstelldämpfungsregelung wird nicht weiter eingegangen.

Die Untersuchungen von Hägele [38] behandeln die Schwingungsphänomene in Längs- und Vertikalrichtung beim Überbremsen von Unebenheiten. Die an einem geometrisch definierten Hindernis in Form einer Bodenwelle gewonnenen Messdaten sowie Simulationsergebnisse einer MKS-Gesamtfahrzeugsimulation dienen zur Analyse dieser Schwingungsphänomene. Die Arbeit gibt Aufschlüsse über die signifikantesten Einflussparameter auf die Lasten in Längsrichtung. Die Bremsvorgänge werden jedoch allesamt im ungeregelten Zustand durchgeführt.

Vor dem Hintergrund einer Effizienzsteigerung des mechatronischen Fahrzeugentwicklungsprozesses und der darin begründeten Entwicklung und Verifizierung einer entsprechenden Methodik wird in den Arbeiten von Bretthauer u. a. [16] und Mack [59, 60] eine Validierung einer MKS-Gesamtfahrzeugsimulation für geregelte Vollbremsungen vorgenommen. Als geeignete Kopplung wird die Co-Simulation angesehen, mittels welcher das in Simulink® verfügbare Fahrwerkregelsystemmodell (Porsche Stability Management) und das in Adams modellierte MKS-Fahrzeugmodell verbunden werden. Als Reifenmodell kommt das RMOD-K Modell [82] zum Einsatz, die Straßenoberflächen sind mittels eines Fotogrammetrieverfahrens digitalisiert. Es werden verschiedene Geradeausbremsungen auf ebener, definiert unebener sowie ungleichmäßig unebener Fahrbahn durchgeführt, bei welchen der im Fahrwerkregelsystemmodell enthaltene Antiblockiersystem (ABS)-Regler zum Einsatz kommt. Neben der Beschreibung der Wirkzusammenhänge werden einzelne Modellkomponenten diskutiert und Empfehlungen für zukünftige Simulationen abgeleitet. Als wesentliches Ergebnis wird unter anderem festgehalten, dass die hohe Komplexität bei der Durchführung von Gesamtfahrzeugsimulationen, mit der Vielzahl an notwendigen Komponenten, ein Expertenwissen benötigt. Standardisierte Schnittstellen und fest im Prozess verankerte Vorgehensweisen sind hierbei unerlässlich. Auch ein stetiger Abgleich zwischen Simulations- und Messergebnissen muss zur Validierung und Verbesserung der Modellkomponenten herangezogen werden. Die drei genannten Arbeiten [16, 59, 60] geben wichtige Hinweise zur Durchführung von geregelten Geradeausbremsungen mittels einer MKS-Gesamtfahrzeugsimulation. Eine Betrachtung von Quer- oder Vertikaldynamikregelsystemen wird allerdings nicht durchgeführt.

In der Literatur finden sich also durchaus verschiedene Arbeiten, die sich mit dem Überfahren von Schlechtwegstrecken mittels MKS-Gesamtfahrzeugmodellen befassen. Ebenso existieren bereits Veröffentlichungen bezüglich dem Einfluss geregelter Systeme auf die Betriebsfestigkeit. Abgesehen von Geradeausbremsungen mit ABS-Eingriffen werden diese jedoch meist unzureichend oder mit Einschränkungen betrachtet. Die hohe Komplexität von Gesamtfahrzeugsimulationen mit Fahrwerkregelsystemen ist hierfür eine der wesentlichen Gründe.

1.2 Ziel und Inhalt der Arbeit

Diese Arbeit widmet sich der Frage, inwieweit die Berücksichtigung von Fahrwerkregelsystemen in der simulativen Lastdatenermittlung möglich und notwendig ist. Die getroffenen Erkenntnisse sollen für zukünftige Berechnungen die zu setzenden Schwerpunkte aufzeigen. Der Fokus der Arbeit liegt demnach nicht in der für die Problemstellung perfekten Modellierung der betrachteten Systeme und Fahrwerksmodelle, sondern vielmehr in der Darstellung der erreichbaren Güte, der Definition von Einflussgrößen sowie dem Aufzeigen eventueller Handlungsbedarfe in den einzelnen Themenfeldern. Als Analyseverfahren kommt die Methode der Mehrkörpersysteme (MKS) zum Einsatz.

Vor diesem Hintergrund wird eine ganzheitliche Analyse unter Berücksichtigung verschiedener Fahrwerkregelsysteme durchgeführt. Diese umfasst alle notwendigen Schritte, vom Aufbau einer domänenübergreifenden Simulationsumgebung über die Durchführung von Fahrzeugmessungen bis hin zur Validierung und Bewertung der Simulationsergebnisse. Zu den betrachteten Fahrwerkregelsystemen zählt ein elektronisches Bremssystem (EBS), bestehend aus dem Fahrdynamikregler (FDR) mit der Motorschleppmomentregelung (MSR), dem Antiblockiersystem (ABS) sowie der Antriebsschlupfregelung (ASR). Zudem werden eine Verstelldämpfung (Continuously Controlled Electronic Suspension (CES)) sowie eine Niveauregulierung mittels einer Luftfeder betrachtet. Als Versuchsfahrzeug steht eine Mercedes-Benz E-Klasse der Baureihe W212 zur Verfügung. Die Untersuchungen werden anhand typischer betriebsfestigkeitsrelevanter Manöver – auf Asphalt, Schlechtweg und einem Handlingkurs – durchgeführt.

In Kapitel 2 werden ausgewählte Grundlagen der hier behandelten Themenfelder dargestellt. Diese beschränken sich auf die zum Verständnis der vorliegenden Arbeit notwendigen Informationen und Zusammenhänge. Im Einzelnen werden Hintergründe zur Betriebsfestigkeit und deren Bewertungsmethoden, zu den Ursachen von Fahrzeuginstabilitäten und der Wirkung von Fahrwerkregelsystemen, zur Methode der Mehrkörpersysteme sowie zur Kopplung entsprechender Simulationsmodelle auf Betriebssystemebene gegeben.

In Kapitel 3 werden die hier verwendeten Untersuchungswerkzeuge vorgestellt. Auf Seiten der Messung sind die relevanten Informationen zum Versuchsfahrzeug, der Messtechnik und Sensorik sowie den durchgeführten Messverfahren zusammengefasst. Bezüglich der Simulation werden einzelne Modellbestandteile sowie die Gesamtstruktur der domänenübergreifenden Simulationsumgebung beschrieben. Die Güte des Fahrzeugmodells wird anhand ausgewählter Validierungsmethoden diskutiert.

Die Analyse von Bremsungen mit Eingriff des Antiblockiersystems (ABS) wird in Kapitel 4 vorgenommen. Aufbauend auf dem Stand der Forschung werden einzelne Modellbestandteile des Bremsregelkreises untersucht und gegebenenfalls werden neue Modellierungsansätze vorgeschlagen. Zudem werden alternative Regleransätze bewertet, die zukünftig für einen baureihenübergreifenden Einsatz in Frage kommen könnten. Es werden Bremsungen auf ebener Straßenoberfläche sowie auf Schlechtwegstrecken mit stochastischer und quasi-deterministischer Oberfläche betrachtet.

Kapitel 5 behandelt ein elektronisches Bremssystem (EBS) am Beispiel eines auslegungsrelevanten Hochgeschwindigkeitsmanövers. Die wesentlichen Einflussfaktoren auf die Fahrwerkslasten in Form verschiedener Fahrer, Fahrspuren und Geschwindigkeiten werden anhand durchgeführter Messungen diskutiert. Die notwendigen Schritte zur Umsetzung dieses Manövers in der Gesamtfahrzeugsimulation, die erreichbare Ergebnisgüte sowie die Vor-

aussetzungen für zukünftige Berechnungen und entsprechende Ansätze werden dargestellt.

Die Berücksichtigung einer semiaktiven Verstelldämpfung und einer Luftfeder mit Niveauregulierung erfolgt in Kapitel 6. Es werden Herausforderungen bei Schlechtweganregungen aufgezeigt sowie verschiedene Aktorikmodellansätze anhand umfangreicher Komponentenvermessungen parametrisiert und validiert. Auf Gesamtfahrzeugebene wird der Regelungseinfluss sowie die erreichbare Simulationsgüte diskutiert.

Die wesentlichen Erkenntnisse bezüglich der Möglichkeit und Notwendigkeit der Berücksichtigung von Fahrwerkregelsystemen in der simulativen Lastdatenermittlung werden abschließend in Kapitel 7 zusammengefasst.

Kapitel 2

Grundlagen

Zum Verständnis der in der vorliegenden Arbeit durchgeführten Berechnungen sowie zur Bewertung der Ergebnisse sind Kenntnisse aus verschiedenen Disziplinen erforderlich. Die notwendigen Grundlagen werden nachfolgend dargestellt.

In Abschnitt 2.1 wird auf die Bedeutung und Aufgabe der Betriebsfestigkeit sowie auf gängige Bewertungsmethoden eingegangen. Abschnitt 2.2 befasst sich mit den Grundprinzipien der in dieser Arbeit betrachteten Fahrwerkregelsysteme. Die Grundlagen der Mehrkörpersystem-Simulation werden in Abschnitt 2.3 erläutert. Die Möglichkeiten zur Kopplung von Fahrwerkregelsystemen mit Fahrzeugmodellen auf Simulationsebene werden in Abschnitt 2.4 vorgestellt.

2.1 Betriebsfestigkeit

Streng genommen existieren im Kundeneinsatz keine zwei Fahrzeuge, die über ihre Lebensdauer gesehen eine identische Belastung erfahren. Unterschiedliche Fahrweisen, Fahrstrecken, Beladungszustände, Umgebungs- und weitere Randbedingungen führen zu einer starken Streuung der Belastungen. Die gegenüberstehende Beanspruchbarkeit der Bauteile ist aufgrund von Werkstoff- und Fertigungseinflüssen ebenfalls nicht konstant. Die Aufgabe der Betriebsfestigkeit ist es, die Bauteilauslegung so vorzunehmen, dass während der gesamten Nutzungsdauer dennoch kein Schaden auftritt und zudem die Forderungen nach Leichtbau erfüllt werden. Grundlage hierfür sind die Kenntnis der auftretenden Lasten sowie deren Einteilung nach Lasten aus bestimmungsgemäßem Gebrauch, Sonder- und Missbrauchslasten. Dies führt zu einer differenzierten Betrachtung der Betriebsfestigkeitsauslegung und Anwendung verschiedener Methoden [95].

Die **Sonderlasten** resultieren aus Ereignissen geringer Häufigkeit (z.B. langsame Hindernisüberfahrt) und dienen der statischen Festigkeitsauslegung. Kriterium hierbei ist die Formdehngrenze. An der höchstbelasteten Stelle eines Bauteils darf demnach die Fließgrenze überschritten werden, die bleibende plastische Dehnung jedoch einen werkstoffspezifischen Grenzwert nicht überschreiten. Die bestimmungsgemäße Lebensdauer darf durch diese Sonderereignisse nicht beeinträchtigt werden. Die **Missbrauchslasten** (z.B. Schleudern gegen Bordstein) resultieren aus schlagartigen Belastungen mit sehr hohem Energieeintrag in das Fahrwerk. Diese werden nicht zur Bauteildimensionierung herangezogen, ein geringes Gefährdungspotential muss jedoch gewährleistet sein. Beispielsweise darf kein verformungsloser Sprödbruch auftreten und eine Schadenskette muss sichergestellt sein. Hierbei

gilt das Prinzip „Verformung vor Bruch“ [52]: Bauteilversagen ist zulässig. In diesem Fall muss der Fahrer jedoch eine eindeutige Rückmeldung zum Beispiel in Form einer Lenkradschiefstellung bekommen. Die Lasten aus dem **bestimmungsgemäßen Gebrauch** (alltäglicher Fahrbetrieb) dienen zur Untersuchung der Ermüdungsfestigkeit nach einem auf August Wöhler [104] und insbesondere Ernst Gaßner zurückgehenden Konzept [34].

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Ermittlung von Eingangsdaten, in Form von Bauteillasten, für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis (bestimmungsgemäßer Gebrauch). Eine Lebensdauerauslegung, -berechnung oder Bauteildimensionierung findet nicht statt. Es werden lediglich relative Lebensdauerabschätzungen vorgenommen, um gemessene und simulierte Belastungen zu vergleichen oder Tendenzbetrachtungen vorzunehmen. Die Grundlage für diese Relativvergleiche stellen die am Bauteil global wirkenden Belastungen dar. Das mittels Klassierung aus der sogenannten Belastungs-Zeit-Funktion (BZF) gewonnene Lastkollektiv wird über eine Schadensakkumulationshypothese der auf Seiten der Beanspruchbarkeit stehenden fiktiven Lebensdauerlinie gegenübergestellt.

Nachfolgend wird ein Überblick über die genannten Begrifflichkeiten, Methoden und deren Zusammenhänge gegeben. Hierbei wird sich auf die zum Verständnis der vorliegenden Arbeit notwendigen Aspekte beschränkt. Für tiefergehende Informationen sei auf die zahlreich vorhandene Fachliteratur verwiesen [25, 37, 39, 52, 71, 94–96, 101], welche auch die Grundlage für die Erläuterungen darstellt.

2.1.1 Beanspruchung

Maßgeblich für die Ermüdungsfestigkeit an einem Bauteil sind unter anderem die relativen Minima und Maxima der BZF. Insbesondere bei Betrachtung des Schädigungsmechanismus metallischer Werkstoffe sind diese Umkehrpunkte für die Schädigungsbildung und somit die Lebensdauer des Bauteils verantwortlich. Um die meist regellose BZF einer Bewertung zugänglich zu machen, wird mittels Zählverfahren – auch Klassierverfahren genannt – eine statistische Auswertung vorgenommen. Das Resultat, die Häufigkeitsverteilung der Amplituden, wird als Lastkollektiv bezeichnet. All diesen Zählverfahren gemeinsam ist die Datenreduktion, welche mit einem Informationsverlust einhergeht. Aus einem Lastkollektiv können auf die Frequenz und Reihenfolge der Schwingspiele keine Rückschlüsse gezogen werden.

Die Lastkollektivermittlungen im Rahmen dieser Arbeit basieren auf dem zweiparametrischen Rainflow-Zählverfahren. Das in einer Matrix gespeicherte Resultat ist jedoch für die graphische Darstellung und den direkten Vergleich mehrerer Lastkollektive nicht zweckmäßig. Anschaulicher sind die einparametrischen Zählverfahren: Klassengrenzenüberschreitungs-zählung und Bereichspaar-zählung. Diese stellen einen Sonderfall der Rainflow-Zählung dar und können direkt aus deren Matrix abgeleitet werden. Unabhängig von der Art des gewählten Verfahrens findet zunächst eine Diskretisierung der BZF in Form einer Klasseneinteilung statt. Hierbei wird eine äquidistante Unterteilung des Signalwertebereichs in Ordinate nrichtung vorgenommen, siehe Bild 2.1 (a). Nachfolgend werden die Grundprinzipien der genannten Verfahren kurz erläutert.

Klassengrenzenüberschreitungs-zählung

Bei diesem Zählverfahren werden entlang aller aufsteigenden Flanken die jeweiligen Klassengrenzenüberschreitungen gezählt. Zusätzlich wird meist eine Rückstellbreite definiert,

um zu verhindern, dass Schwingungen mit sehr kleinen Amplituden (z.B. Messrauschen) um eine Klassengrenze herum permanent gezählt werden (hier nicht dargestellt). Es ergibt sich eine Summenhäufigkeit der jeweiligen Klassen, siehe Bild 2.1. Nachteilig ist, dass die Informationen über Amplitude und Mittelwert der einzelnen Schwingungen verloren gehen. Vorteilhaft ist, dass das Minimum, das Maximum und die Kollektivform (Häufigkeitsverteilung) schnell ablesbar sind.

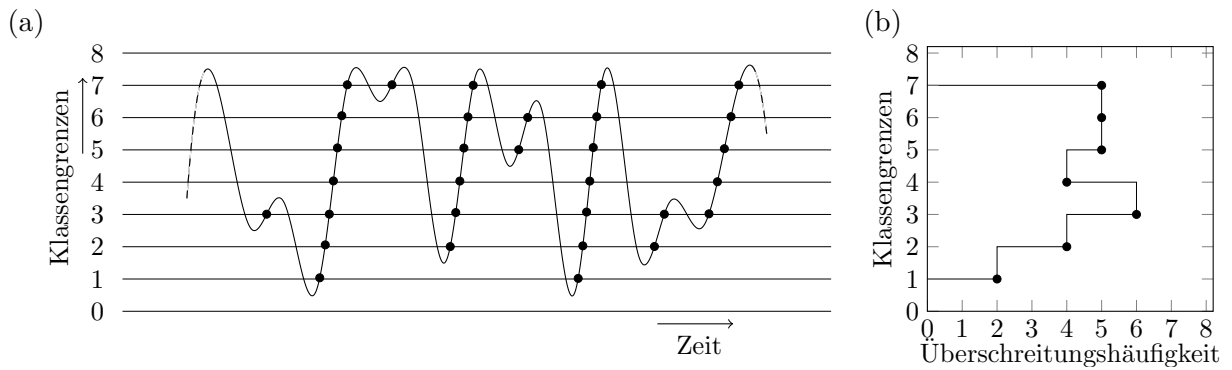


Bild 2.1: Klassengrenzenüberschreitungs-zählung (in Anlehnung an [52]):

(a) Belastungs-Zeit-Funktion, (b) dazugehörige Klassengrenzenüberschreitungs-zählung

Bereichspaarzählung

Bei diesem Verfahren wird die Höhe und Häufigkeit von Schwingbreiten ermittelt. Die auf- und absteigenden Flanken werden unabhängig voneinander in Klassen unterteilt und durchnummeriert. Sobald zu einem positiven Lastausschlag ein entsprechend negativer vorliegt, ist ein volles Schwingenspiel vorhanden und die Schwingbreite wird gezählt, siehe Bild 2.2. Es handelt sich um eine nichtsequentielle Zählung. Informationen über Minima, Maxima und Mittelwert gehen verloren. Das Kollektiv dient jedoch als Eingangsfunktion für vereinfachte Lebensdauerberechnungen, siehe Abschnitt 2.1.3.

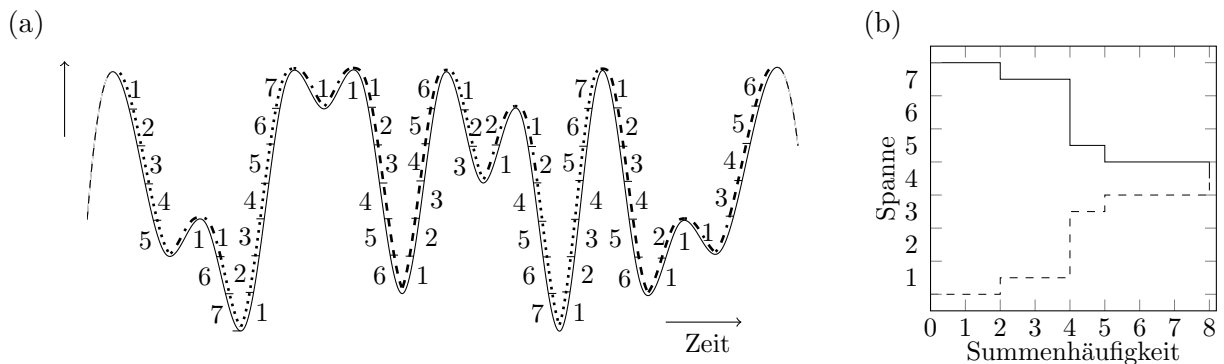


Bild 2.2: Bereichspaarzählung (in Anlehnung an [52]):

(a) Belastungs-Zeit-Funktion, (b) dazugehörige Bereichspaarzählung

Rainflow-Zählung

Der Algorithmus zur Rainflow-Zählung zeichnet sich dadurch aus, dass die Bewertung einer BZF zur Erfassung von geschlossenen Spannungs-Dehnungs-Hysteresen führt. Deren Flächeninhalt lässt sich als die in den Werkstoff eingebrachte Energie interpretieren und ist für plastische Verformungen, Rissbildungen und -wachstum, aber auch lokale Erwärmungen verantwortlich. Somit gibt es eine physikalische Analogie zu den werkstoffmechanischen Vorgängen der Schädigungsbildung. Es existieren verschiedene Algorithmen zur Rainflow-Zählung. An dieser Stelle seien die ursprüngliche Form des Regenwasserflusses über die um 90° gedrehte BZF sowie der Vier-Punkt-Algorithmus erwähnt. Details zu diesen Zählverfahren können der genannten Literatur entnommen werden. Wichtig zu erwähnen ist, dass nach Beendigung der Zählung nicht geschlossene Hystereseschleifen als Residuum übrig bleiben können. Je nach Art und Länge der BZF liefern diese jedoch einen wertvollen Beitrag zur Schädigung. Eine gedämpfte Schwingung besitzt beispielsweise keine einzige geschlossene Hysterese, gleichwohl aber einen Schädigungsbeitrag. In dieser Arbeit wird daher eine sogenannte doppelte Residuumsbehandlung vorgenommen. Die nicht geschlossenen Hysteresen werden hierbei durch Verdoppelung des Residuum-Signals und erneuter Zählung geschlossen und so der Schädigungsberechnung zugänglich gemacht. Das Ergebnis der Rainflow-Zählung liegt in Form einer Matrix vor, in welcher die Start- und Zielklassen der geschlossenen Hysteresen erkennbar sind, siehe Bild 2.3.

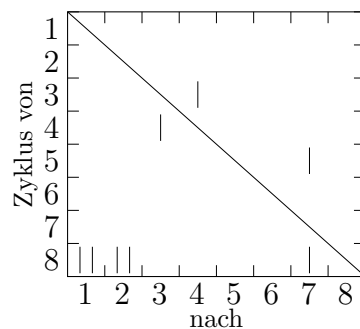


Bild 2.3: Rainflow-Zählung (in Anlehnung an [52]): Ergebnismatrix

2.1.2 Beanspruchbarkeit

Eine Wöhlerlinie beschreibt die Ergebnisse verschiedener Schwingfestigkeitsversuche unter jeweils konstanten Amplituden sowie konstanter Mittellast (auch als Spannungsverhältnis zwischen Unter- und Oberlast bezeichnet). Hierfür werden Werkstoff- oder Bauteilproben einer meist sinusförmigen Belastung unterworfen. Die Belastungsamplitude S_a wird über der bis zum Versagenskriterium – technischer Anriss oder vollständiger Bruch der Probe – ertragenen Schwingspielzahl N aufgetragen. Aus einer Vielzahl an Versuchen bei unterschiedlichen Lastamplituden ergibt sich für metallische Werkstoffe der in Bild 2.4 gezeigte charakteristische Verlauf, welcher die Beanspruchbarkeit der Werkstoff- oder Bauteilprobe wiedergibt. Es lassen sich drei Bereiche identifizieren: Im Bereich der Kurzzeitschwingfestigkeit (K) treten überwiegend plastische Dehnungen auf, es kommt zum frühzeitigen Versagen. Im Zeitfestigkeitsbereich (Z) zeigt sich in der doppellogarithmischen Darstellung ein linearer Zusammenhang zwischen Spannungsamplitude und ertragbarer Schwingspielzahl. Im Bereich der sogenannten Dauerfestigkeit (D) kommt es schließlich, abhängig von

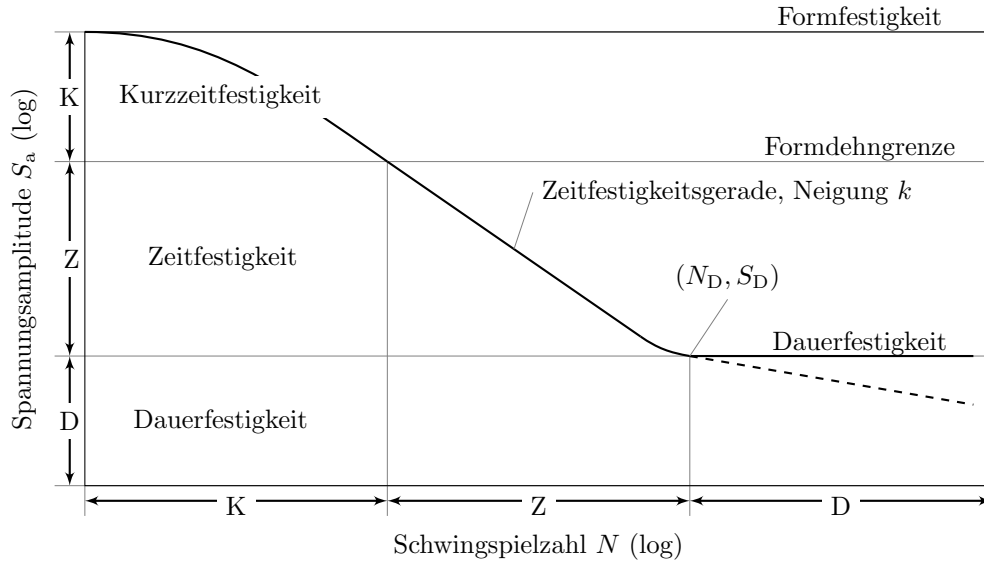


Bild 2.4: Wöhlerlinie (in Anlehnung an [39]): Charakteristischer Verlauf und Kennwerte

Werkstoff, Fertigung und Umgebungsbedingungen, nur noch zu einem geringen Abfall der Schwingfestigkeit. In der doppellogarithmischen Darstellung lässt sich die Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich als Gerade

$$S_a = S_D \cdot \left(\frac{N_D}{N} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (2.1)$$

erfassen. Diese ist vollständig beschrieben durch den Abknickpunkt zur sogenannten Dauerfestigkeit (N_D, S_D) sowie der Neigung k .

Im alltäglichen Fahrbetrieb treten, im Gegensatz zu den der Wöhlerlinie zugrunde liegenden konstanten Lastamplituden, jedoch stochastische Anregungen auf. Dies wird im sogenannten Gaßnersuch besser berücksichtigt. Hierbei werden die bei gleicher maximaler Lastamplitude wie im Wöhlersuch – im sonstigen Zeitverlauf jedoch geringeren Amplituden – ertragbaren Schwingspielzahlen durch die Gaßnerlinie dargestellt. Sie sind deutlich höher als die im Wöhlersuch ermittelten. Die Ermittlung dieser Linie ist jedoch sehr zeitaufwändig, weswegen meist eine Abschätzung der Lebensdauer über Schädigungshypothesen angestrebt wird.

2.1.3 Lineare Schadensakkumulation

Zur Abschätzung der zu erwartenden Lebensdauer bedient man sich Schadensakkumulationshypothesen. Hiermit können Aussagen über den Schädigungsinhalt von Signalen getroffen werden. In dieser Arbeit wird die elementare Palmgren-Miner-Schadensakkumulationshypothese verwendet. Hierbei wird für alle Amplitudenklassen der Bereichspaarzählung, anhand des Vergleichs der auftretenden Schwingspiele n_i mit den aus der Wöhlerlinie bekannten ertragbaren Schwingspielen N_i , jeweils ein Teilschädigungsbetrag berechnet. Durch

$$D = \sum_{i=1}^j \frac{n_i}{N_i} \quad (2.2)$$

wird so die rechnerische Schadenssumme D des gesamten Lastkollektivs bestimmt. Mit Gleichung (2.1) lässt sich dies auch in Abhängigkeit der Lastamplitude schreiben

$$D = \sum_{i=1}^j \frac{n_i}{N_D} \cdot \left(\frac{S_{a,i}}{S_D} \right)^k. \quad (2.3)$$

Die Belastungssamplituden im Bereich der sogenannten Dauerfestigkeit werden hierbei durch eine Verlängerung der Geraden aus dem Zeitfestigkeitsbereich berücksichtigt, was einer konservativen Betrachtungsweise entspricht. Gleichung (2.3) ist somit auch für $S_{a,i} \leq S_D$ gültig. Theoretisch tritt ein Schaden ein, sobald $D = 1$ ist. In der Praxis zeigen sich jedoch teilweise erhebliche Abweichungen von diesem Wert. Dies ist in der starken Streuung der Beanspruchbarkeit aufgrund von Werkstoff- und Fertigungseinflüssen begründet. Tatsächliche Schadenssummen lassen sich nur durch experimentell ermittelte Wöhler- und Gaßnerlinien, bei bekanntem Kollektiv, bestimmen. Zudem sind diese stets mit einer gewissen Auftretenswahrscheinlichkeit verknüpft.

Wie bereits erwähnt, werden im Rahmen dieser Arbeit jedoch lediglich relative Lebensdauerabschätzungen vorgenommen und Tendenzbetrachtungen durchgeführt. Daher wird der Schadensakkumulationsrechnung stets eine fiktive Wöhlerlinie zugrunde gelegt. Diese ist definiert durch den Abknickpunkt zur sogenannten Dauerfestigkeit ($N_D = 1 \cdot 10^5$, $S_D = 1000$) sowie einer Neigung von $k = 5$. Gemäß [40] ist diese Annahme gültig für nicht-geschweißte Stahl- und Aluminiumwerkstoffe unter Zug- und Druckbelastungen und somit zulässig für die im Rahmen dieser Arbeit angewandte Betrachtung der äußeren Bauteilbelastungen in Form von Kräften, siehe Abschnitt 2.1. Für Torsionsbelastungen, bei gleichen Werkstoffen, würde beispielsweise $k = 8$ gelten. Aufgrund der getroffenen Annahmen wird in diesem Zusammenhang nachfolgend stets von der fiktiven Schädigung D_f gesprochen.

An dieser Stelle sei noch auf die Sensitivität dieser skalaren Kenngröße hingewiesen. Betrachtet man den Teilschadigungsbeitrag der Schwingspiele einer einzigen Lastamplitude $S_{a,i}$

$$D_i = \frac{n_i}{N_D} \cdot \left(\frac{S_{a,i}}{S_D} \right)^k, \quad (2.4)$$

so würde eine Änderung in der Lastamplitudenhöhe um den Faktor F_i die neue fiktive Schädigung

$$D_{i,F_i} = \frac{n_i}{N_D} \cdot \left(\frac{S_{a,i} \cdot F_i}{S_D} \right)^k = D_i \cdot F_i^k \quad (2.5)$$

ergeben. Aufgrund der hier verwendeten Neigung der Wöhlerlinie von $k = 5$ führt eine um 10 % höhere Lastamplitude beziehungsweise Schwingspielbreite somit zu einem um circa 60 % höheren fiktiven Teilschadigungsbeitrag. Abweichungen dieser Größenordnung sind daher nicht zwangsläufig als schlecht zu bewerten.

Zur Diskussion der Ergebnisse in dieser Arbeit werden stets die Kriterien angewandt, die als gerade zweckmäßig gelten. Beispielsweise lassen sich kurze BZF, wie sie beispielsweise bei einer Bremsung auf Asphalt oder über deterministische Hindernisse hinweg vorkommen, noch im Zeitbereich bewerten. Für lange und regellose Zeitreihen von Bremsungen auf Schlechtwegstrecken mit stochastischen Anregungen werden jedoch Klassiererergebnisse oder resultierende fiktive Schädigungszahlen verwendet. Hierbei bietet sich auch die Betrachtung aller fiktiven Teilschadigungsbeiträge in Form des meist treppenförmigen Verlaufs (sogenannte kumulative Schädigung) an.

2.1.4 Zuverlässigkeitskonzept

Die betriebsfeste Bemessung kann nicht einfach auf Basis skalarer Kennwerte, beispielsweise durch die Bestimmung einer Sicherheitszahl aus einem Quotienten, erfolgen. Sowohl die Beanspruchung als auch die Beanspruchbarkeit unterliegen einer Streuung, weswegen der Bemessung stets eine statistisch begründete Ausfallwahrscheinlichkeit P_A zu Grunde liegen muss. Bild 2.5 (b) zeigt schematisch das hierbei üblicherweise angewandte Zuverlässigkeitskonzept im Vergleich zum einfachen Sicherheitskonzept der Dauerfestigkeit (a). Bei diesem lässt sich ein Sicherheitsfaktor

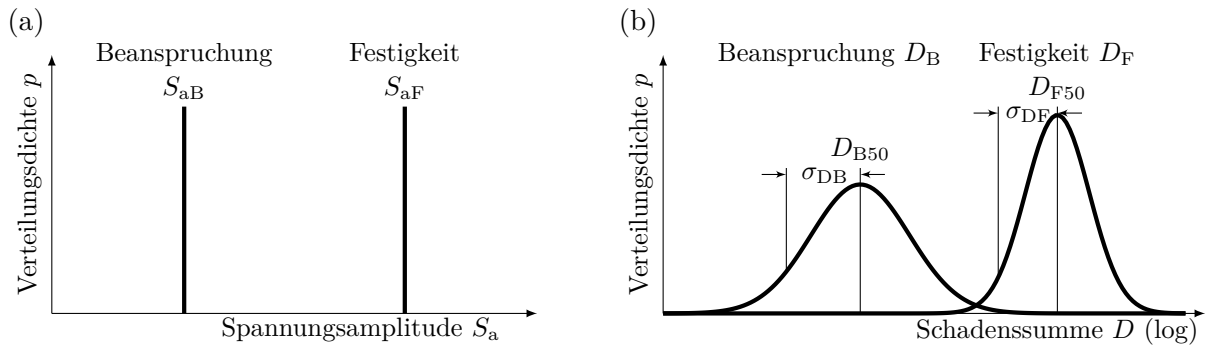


Bild 2.5: (a) konventionelles Sicherheitskonzept, (b) Zuverlässigkeitskonzept (jeweils in Anlehnung an [52])

$$S = \frac{S_{aF}}{S_{aB}} \quad (2.6)$$

beispielsweise anhand der Amplitude S_{aB} einer Einstufenbelastung sowie der Dauerfestigkeit S_{aF} bestimmen. Werkstoffspezifische Sicherheitsfaktoren können Regelwerken [40] entnommen werden, deren Höhe beruht meist ausschließlich auf Erfahrungen. Mit dieser konservativen Auslegung kann ein Leichtbaupotential nicht ausgeschöpft werden. Das Zuverlässigkeitskonzept hingegen berücksichtigt direkt die genannten Streuungen von Beanspruchung und Beanspruchbarkeit. Da die Beanspruchungen im Betrieb nicht nur der Amplitudenhöhe nach verschieden sind – insbesondere Form und Häufigkeit der Kollektive sind verschieden –, überführt man diese in Schadenssummen D , siehe auch Abschnitt 2.1.3. Als Verteilungsdichtefunktionen sind jeweils log-Normalverteilungen zulässig. Mit der aus den logarithmischen Mittelwerten D_{F50} und D_{B50} sowie den Standardabweichungen σ_{DF} und σ_{DB} berechneten Sicherheitsspanne

$$u_0 = \frac{\log D_{F50} - \log D_{B50}}{\sqrt{\sigma_{DF}^2 + \sigma_{DB}^2}} \quad (2.7)$$

lässt sich eine Ausfallwahrscheinlichkeit

$$P_A = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \cdot \int_{-\infty}^{u_0} \exp\left(\frac{-u^2}{2}\right) \quad (2.8)$$

bestimmen.

Zur Festlegung der Kundenbeanspruchungen in der Automobilbranche gilt als Stand der Technik die Definition des sogenannten 1 %-Fahrers: lediglich 1 % aller Kunden erreichen eine zum Auslegungskollektiv äquivalente Schädigungssumme. Dieser Vorgehensweise liegen langjährige Erfahrungen sowie eine permanente Feldbeobachtung und ständige Überprüfung durch Messfahrten zugrunde. Dem 1 %-Fahrer wird das 1 %-Bauteil gegenübergestellt: lediglich 1 % aller Bauteile weisen eine geringere Beanspruchbarkeit auf. Aus dem Vergleich dieser beiden Quantile (D_{B99} , $D_{F0.1}$) lässt sich, bei definierter Ausfallwahrscheinlichkeit P_A , eine Sicherheitszahl definieren.

Aus Kosten- und Zeitgründen können jedoch weder die gesamte Fahrstrecke des 1 %-Fahrers gefahren werden, noch kann man davon ausgehen, genau das 1 %-Bauteil abzutesten. Daher sind weitere Anpassungen notwendig. Auf Seiten der Beanspruchungen nimmt man eine Versuchszeitverkürzung in Form einer starken Raffung vor. Hierbei werden geringe Amplituden des Beanspruchungskollektivs (beispielsweise im Bereich unterhalb der sogenannten Dauerfestigkeit) vernachlässigt, mittlere Amplituden mit einer höheren Häufigkeit betrachtet sowie die maximalen Amplituden ähnlich zum Kundenbetrieb berücksichtigt. Es kommen daher Schlechtwegstrecken zum Einsatz, auf denen innerhalb kurzer Fahrstrecken die zum Kundenbetrieb äquivalenten Schädigungen erreicht werden. Je nach Bauteil, Belastungsrichtung und Berücksichtigung weiterer Beanspruchungen (beispielsweise Korrosion) wird hier eine streckenbezogene Verkürzung um bis zu Faktor 1000 vorgenommen. Anhand der Kombination verschiedener Schlechtwegstrecken und Manöver werden alle notwendigen Beanspruchungen abgedeckt. Auf Seiten der Beanspruchbarkeit werden aufgrund der meist geringen Anzahl an Prüfteilen weitere statistisch ermittelte Sicherheitsabstände berücksichtigt, um die Überprüfung gemäß dem 1 %-Bauteil vorzunehmen. Allgemein ist die Streuung der Beanspruchungen jedoch wesentlich größer und somit weitaus relevanter für die Berechnung nach dem Zuverlässigkeitskonzept.

Bei dieser Vorgehensweise ist allgemein zu beachten, dass durch die Versuchszeitverkürzung keine plastischen Verformungen der Bauteile auftreten dürfen. Zudem kommt es zu einem erhöhten Temperatureintrag aufgrund der Steigerung von Beanspruchungsfrequenz und -amplitude. In gewissen Grenzen ist diese Vorgehensweise gültig für alle Strukturbauteile im Fahrwerk. Bezüglich der nicht metallischen Strukturbauteile muss jedoch stets der spezifische Einsatzbereich betrachtet werden, beispielsweise dürfen keine zu hohe Erwärmung der Schwingungsdämpfer oder zu häufige mechanische Anschläge der Gummilagungen auftreten.

2.2 Fahrwerkregelsysteme

In kritischen Fahrsituationen, wie sie beispielsweise bei Vollbremsungen oder Schleuderbewegungen entstehen, ist das Fahrzeug für den Normalfahrer nicht mehr kontrollierbar. Schwerwiegende Unfälle können die Folge sein. Eine wesentliche Ursache für den Verlust der Fahrstabilität ist das limitierte Kraftschlusspotential im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn. Fahrwerkregelsysteme, wie das elektronische Bremssystem EBS, optimieren diese Kraftausnutzung und erhöhen die Fahrsicherheit enorm. Auch aktive Feder- und Dämpfersysteme sind geeignet, um die Fahrsicherheit und insbesondere den Fahrkomfort zu erhöhen. Die Grenze im Abstimmungsbereich bei Verwendung passiver Systeme – eine gleichzeitige Erhöhung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit ist nicht beliebig möglich [64] – kann somit verschoben werden.

In diesem Abschnitt werden zunächst die Phänomene der Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn sowie die Ursache der Instabilitäten erläutert. Auf die Grundprinzipien der in dieser Arbeit betrachteten Fahrwerkregelsysteme wird anschließend eingegangen. Für tiefergehende Informationen sei auf weiterführende Literatur verwiesen [3, 20, 31, 42, 64, 77, 87, 103, 107–109], welche auch die Grundlage für diesen Abschnitt darstellt.

2.2.1 Kraftübertragung im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn

Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgänge in Längs- und Querrichtung eines Fahrzeugs kommen durch die Wirkung von Kräften zustande, welche in der Reifenaufstandsfläche übertragen werden. Dieser sogenannte Reifenlatsch bildet sich aufgrund der durch die Fahrzeugmasse wirkenden Vertikalkraft und somit der Einfederung des elastischen Luftreifens aus. Die genannten horizontalen Reifenkräfte kommen hingegen durch eine Kombination aus Formschluss und Kraftschluss zustande. Diese Kraftübertragung ergibt sich aus einem komplexen Zusammenspiel zwischen Reifen, Fahrbahn, Fahrzeug und Umgebungsbedingungen. Nachfolgend werden die Grundlagen der Reifenkräfte erläutert. Detailliertere Informationen, beispielsweise über den Einfluss von Sturzwinkeln und den Aufbau von Rückstellmomenten, können der genannten Fachliteratur entnommen werden.

Eine anschauliche Modellvorstellung zur Übertragung von Längskräften im Reifenlatsch bietet das sogenannte Bürstenmodell, siehe auch Ammon [3]. Bei der Bewegung durch die Kontaktzone kommt es demnach zu einer Scherdeformation einzelner Gummiprofilteilchen. Der dafür verantwortliche sogenannte Schlupf lässt sich analog zum Schlupf am starren Rad gemäß

$$s_{A/B} = \frac{v - r_{\text{dyn}} \cdot \omega}{|v^*|} \quad (2.9)$$

definieren. Mit dem dynamischen Rollradius r_{dyn} ergibt sich v^* im Antriebsfall (s_A) zur Reifenumfangsgeschwindigkeit $r_{\text{dyn}} \cdot \omega$ und bei Bremsvorgängen (s_B) zur Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v . Unter Annahme eines linear-elastischen Materialverhaltens führt die schlupfbedingte Scherdeformation zu einer dazu proportionalen Schubspannung. Aufgrund der kraftschlüssigen Verbindung und der damit gültigen Coulomb'schen Reibung

$$F_{X,H/G} = \mu_{H/G} \cdot F_Z \quad (2.10)$$

zwischen Gummiprofilteilchen und Fahrbahn gibt es eine maximal übertragbare Schubspannung τ , die aus dem Haftreibwert μ_H resultiert. Nach Überschreiten dieser Haftgrenze beginnen die Gummiprofilteilchen zu gleiten, und es stellt sich eine vom Gleitreibwert μ_G abhängige Schubspannung ein. Die resultierende Längskraft ergibt sich gemäß Bild 2.6 (a) aus der Fläche unter dem Schubspannungsprofil. Die nichtlineare Abhängigkeit der Längskraft vom Umfangsschlupf lässt sich anschaulich durch die sogenannte Längskraft-Schlupf-Kurve in Bild 2.6 (b) darstellen. Charakteristisch ist der zunächst ansteigende Verlauf bis zu einem Maximum von $F_{X,\text{max}}$. Dieser Bereich wird als stabiler Bereich bezeichnet. Der hier vorliegende Kraftschlusskoeffizient μ_{max} entspricht jedoch nicht dem Haftreibwert μ_H der Reibpaarung Gummi/Fahrbahn, da im Reifenlatsch nie alle Gummiprofilteilchen gemeinsam optimal beansprucht werden. Bei weiter steigendem Schlupf kommt es zum Übergang von Haften zu Gleiten und somit zur Abnahme der übertragbaren Längskraft. Bei vollständig blockierendem beziehungsweise durchdrehendem Rad stellt sich die Kraft $F_{X,\text{gleit}}$ ein. Der Verlauf und die Höhe des Längskraft-Schlupf-Zusammenhangs sind neben

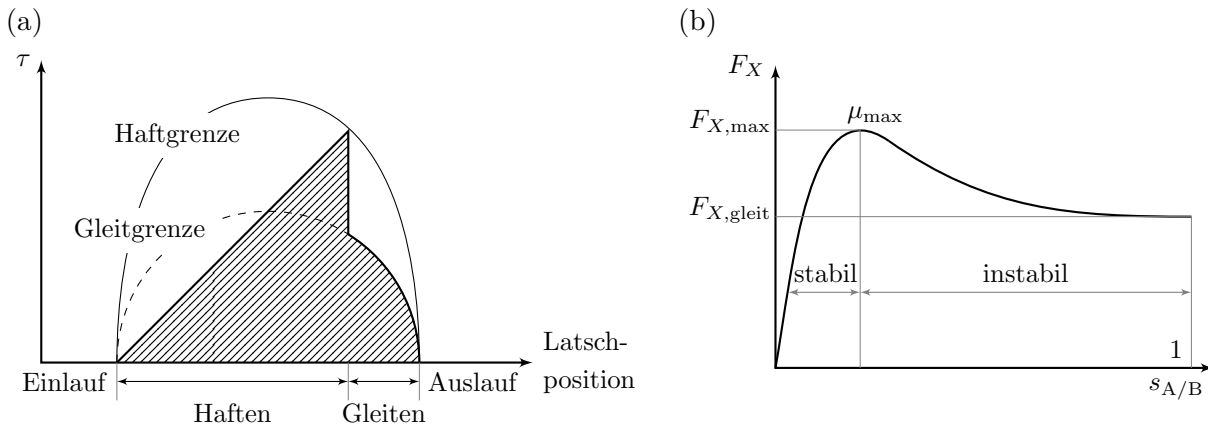


Bild 2.6: (a) Schubspannungsprofil im Latsch, (b) charakteristischer Verlauf des Längskraft-Schlupf-Zusammenhangs (jeweils in Anlehnung an [3])

den Reifenparametern im Wesentlichen von der aktuellen Vertikalkraft sowie der Straßenoberflächenbeschaffenheit abhängig, siehe Bild 2.7 (a).

Zur Übertragung von Seitenkräften ist ein Schlupfzustand quer zur Radmittenebene notwendig. Dieser wird gemäß

$$\tan(\alpha) = \frac{v_y}{v^*} \approx \alpha \quad (2.11)$$

für üblich auftretende kleine Winkel als das reine Geschwindigkeitsverhältnis α definiert und als Schräglaufwinkel bezeichnet. Aufgrund der Geschwindigkeitskomponente v_y quer zur Fahrtrichtung eignet sich wiederum das Bürstenmodell zur Erklärung der entstehenden Seitenkräfte. Die Seitenkraft steigt im Bereich kleiner Schräglaufwinkel zunächst linear und anschließend degressiv bei weiter steigendem Schräglaufwinkel an. In Bild 2.7 (b) sind die Zusammenhänge von Längs- und Seitenkraft für verschiedene Schräglaufwinkel bei konstanter Vertikalkraft dargestellt. Wie bereits erwähnt, nimmt die Seitenkraft mit steigendem Schräglaufwinkel zu, mit steigendem Schlupf hingegen stark ab.

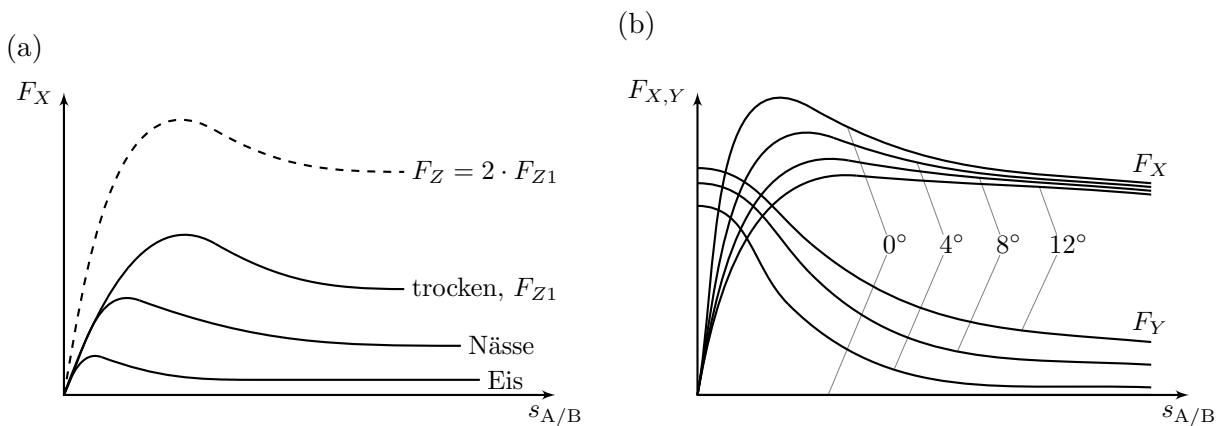


Bild 2.7: (a) Einflussgrößen auf den Längskraft-Schlupf-Zusammenhang (in Anlehnung an [3]), (b) Längs- und Seitenkraft für verschiedene Schräglaufwinkel (in Anlehnung an [87])

Im alltäglichen Fahrbetrieb, etwa bei beschleunigten oder verzögerten Kurvenfahrten, ergibt sich eine Kombination aus Längs- und Seitenkräften. In Anlehnung an das Coulomb'sche Reibungsgesetz ist die daraus resultierende Kraft limitiert und es muss stets die Bedingung

$$\sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \leq \mu_{\max} \cdot F_Z \quad (2.12)$$

erfüllt sein, um im stabilen Kraftschlussbereich zu bleiben [109]. Bei identischen Kraftschlussbeiwerten μ_{\max} für die Längs- und Querrichtung lässt sich dieser Zusammenhang anschaulich durch den sogenannten Kamm'schen Kreis in Bild 2.8 (a) beschreiben. Die übertragbare Seitenkraft nimmt beim Auftreten von Längskräften ab. Wie in selbiger Abbildung in (b) zu sehen, ergibt sich in der Realität eine Abweichung von dieser idealen Kreisform aufgrund von Asymmetrien im Reifenaufbau und -verhalten.

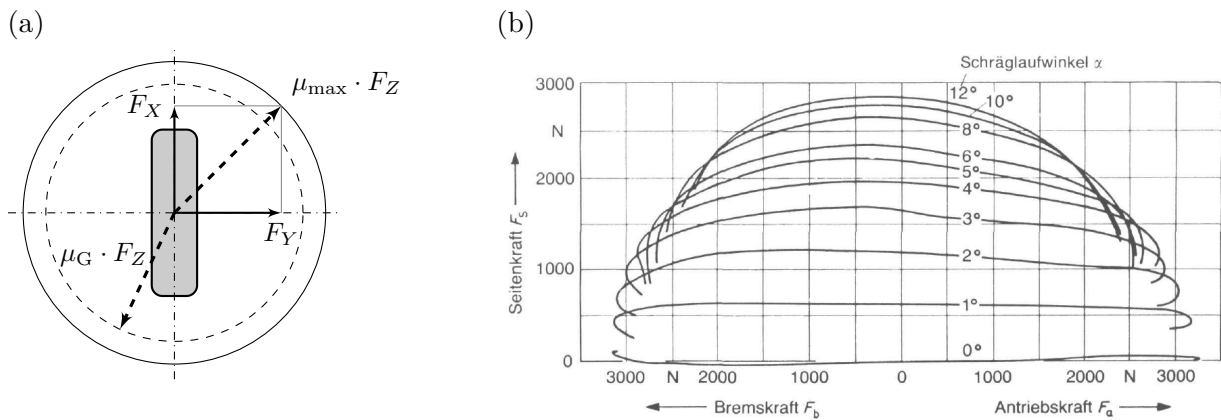


Bild 2.8: Zusammenhang zwischen Längs- und Seitenkräften: (a) Idealer Kamm'scher Kreis (in Anlehnung an [87]), (b) reales Verhalten ([109])

Gerät ein Rad in den instabilen Bereich, so können an diesem keine definierten Längs- und Seitenkräfte mehr übertragen werden. Je nach Fahrsituation kann dies zu einer Einschränkung beziehungsweise einem Verlust der Fahrstabilität führen. Dieser Fall kann beispielsweise bei starken Bremsmanövern oder hohen Querbeschleunigungen auftreten. Aufgrund dessen wurden in den letzten Jahrzehnten verschiedene Fahrwerkregelsysteme entwickelt, die mit den beiden Stellgrößen „Antriebs- und Bremsmoment“ den Reifen wieder in den stabilen Kraftschlussbereich bringen. Fahrstabilität und Lenkfähigkeit können somit gewährleistet werden.

2.2.2 Längs- und Querdynamikregelsysteme

Zu den in dieser Arbeit betrachteten Fahrwerkregelsystemen gehören ein elektronisches Bremssystem (EBS), bestehend aus dem Fahrdynamikregler (FDR) mit der Motorschleppmomentregelung (MSR), der Antriebsschlupfregelung (ASR) sowie dem Antiblockiersystem (ABS). Bild 2.9 zeigt die hierarchische Anordnung der einzelnen Regler im Gesamtsystem EBS. Nachfolgend werden die Grundprinzipien der jeweiligen Regler kurz erläutert.

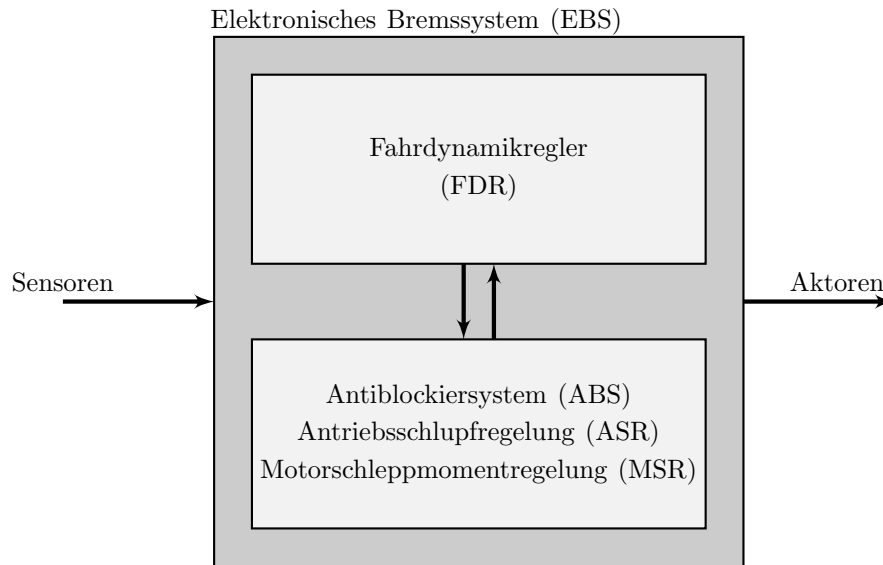


Bild 2.9: Struktur des Elektronischen Bremssystems (in Anlehnung an [77])

Antiblockiersystem (ABS)

Bei einem anliegenden Bremsmoment wird die Raddrehzahl verringert. Es stellt sich ein Schlupfzustand s_B gemäß Gleichung (2.9) ein. Nach Überschreitung des Kraftmaximums gerät das Rad in den instabilen Bereich und blockiert bei weiter anliegendem Bremsmoment vollständig, siehe auch Bild 2.6 (b). Die übertragbare Seitenkraft nimmt stark ab, wodurch keine Lenkfähigkeit mehr gewährleistet ist. Außerdem wird im instabilen Bereich weitaus weniger Bremskraft abgesetzt, was zu längeren Bremswegen führt. Das ABS verhindert dieses Abstürzen des Rades durch eine Optimierung der Bremskraft. Hierfür greift das ABS in den Hydraulikkreis zwischen Hauptbremszylinder und Radbremszylindern ein, um über Ein- und Auslassventile den vom Fahrer vorgegebenen Bremsdruck zu reduzieren und wieder geregelt anzupassen. Das ABS ist ein Beschleunigungs-Verzögerungsregler, welcher den Übergang zwischen stabilem und instabilem Bereich anhand der hohen auftretenden Beschleunigungen und Verzögerungen in den Raddrehzahlen erkennt. Bild 2.10 zeigt das Grundkonzept einer konventionellen ABS-Regelung nach Ammon [3]:

Während einer Bremsung (Reduzierung Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fzg}) dienen drei Geschwindigkeitsgrößen (geschätzte Referenzgeschwindigkeit v_{Ref} , daraus abgeleitete Grenzhgeschwindigkeit $v_{Schlupf}$, Radumfanggeschwindigkeit v_{Rad}) zur Festlegung dreier binärer Indikatoren, welche den Beschleunigungs- beziehungsweise Schlupfzustand des jeweiligen Rades beschreiben. Beim Unterschreiten einer Grenzverzögerung (Indikator $-a$) beginnt eine Druckhaltephase (Phase 2), welche nach Aktivierung der Schlupfschwelle (Indikator $-\lambda_1$) in eine geregelte Druckabbauphase übergeht (Phase 3). Nach Deaktivierung von $-a$ schließt sich eine erneute Druckhaltephase an (Phase 4). Die Stabilisierung des Rades wird anhand der Beschleunigungsschwelle (Indikator $+a_1$) erkannt. Um das Bremskraftpotential optimal auszunutzen, wird das jeweilige Rad eine bestimmte Zeitspanne nach Deaktivierung von $+a_1$ durch gesteuerte Druckaufbaupulsierungen (Phase 5) wieder in den instabilen Bereich gebracht. Hiermit wird ein Herantasten an das unbekannte Haftmaximum ermöglicht. Nach Überschreitung von diesem beginnt der Regelzyklus von neuem. Die Druckaufbaupulsreihen sind von vielen Faktoren abhängig, unter anderem liegt diesen

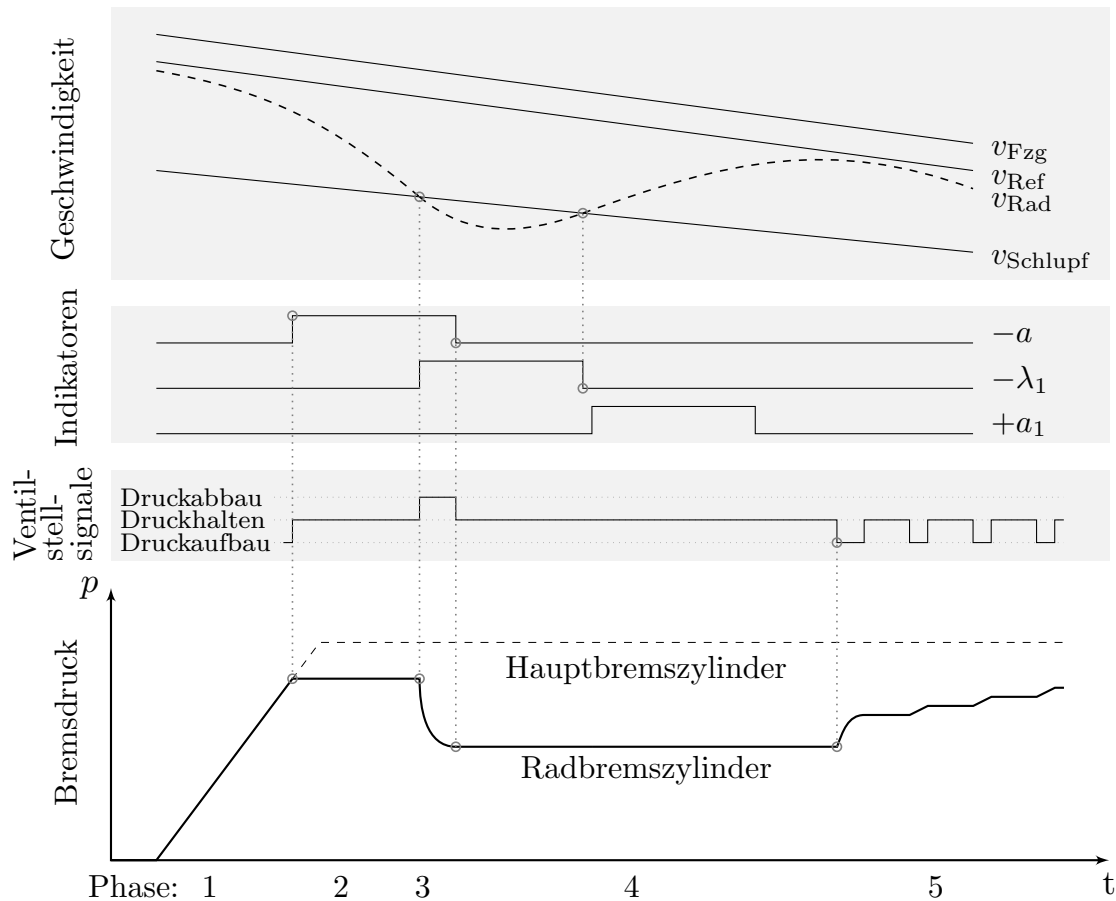


Bild 2.10: Grundkonzept konventioneller ABS-Regelungen (in Anlehnung an [3])

ein Lernschema zugrunde. Zudem wird dem gezeigten Grundkonzept noch eine Vielzahl weiterer Regelstrategien überlagert, beispielsweise für das Bremsen in der Kurve, auf unterschiedlichen Reibwerten (sogenanntes μ -Split) oder bei Reibwertsprüngen. Für weitergehende Informationen wird auf die Fachliteratur [3, 77, 107] verwiesen.

Antriebsschlupfregelung (ASR)

Der charakteristische Längskraft-Schlupf-Zusammenhang aus Bild 2.6 (b) ist im Traktionsbereich ebenso gültig wie im Bremsbereich. Ein zu hohes Antriebsmoment führt daher zum Durchdrehen der angetriebenen Räder. Dies kann beispielsweise bei Anfahrvorgängen auf Straßenoberflächen mit niedrigem Reibwert oder auch beim Herausbeschleunigen aus Kurven aufgrund der Entlastung der kurveninneren Räder an diesen auftreten. Um in solchen Situationen weiterhin Traktion und Stabilität zu wahren, greift die ASR in die Momentenbilanz am Rad ein [77, 107]. Dies kann sowohl über eine Motormomentreduzierung, primär zur Vermeidung durchdrehender Räder, als auch über Bremsmomenteingriffe geschehen. Bei einem Fahrzeug ohne geregeltes Differentialgetriebe ist es hierdurch möglich, Differentialsperrenregler zu imitieren. Steht beispielsweise die Vorderachse auf einer Straßenoberfläche mit niedrigem Reibwert, so wird durch symmetrische Brems Eingriffe an dieser Achse ein höheres Antriebsmoment an der Hinterachse ermöglicht. Man spricht hier auch von einem Längssperrenregler: das Teilungsverhältnis des Zentralsdifferentials wird geän-

dert. Demgegenüber kann durch asymmetrische Brems Eingriffe auch innerhalb einer Achse eine höhere Traktionskraft auf dem nicht beziehungsweise weniger gebremsten Rad abgesetzt werden, obwohl das Achsdifferential „offen“ ist. Dies ist beispielsweise beim Anfahren auf μ -Split notwendig, bei welchem eine Fahrzeugseite auf einer Niedrigreibungsoberfläche steht.

Die Regelgröße bei der ASR ist der Radschlupf, im Gegensatz zur Raddrehbeschleunigung beim ABS. Dies liegt daran, dass das angetriebene Rad im instabilen Bereich nur verhältnismäßig langsam beschleunigt. Hohe Drehträgheiten im Antriebsstrang, hohe Übersetzungen bei niedrigen Gängen sowie die Charakteristik der Motorkennlinie – abnehmendes Motormoment bei steigenden Drehzahlen – sind dafür verantwortlich.

Motorschleppmomentregelung (MSR)

Die MSR bewirkt eine Motormomentanhebung in Situationen, wo das Motorschleppmoment eine Bremsung der angetriebenen Räder und den Abfall in den instabilen Kraftbereich bewirken könnte. Dies tritt beispielsweise bei zu schneller Fahrpedalrücknahme oder bei einem zu schnell getätigten Gangwechsel nach unten auf [77].

Fahrdynamikregler (FDR)

In kritische Fahrsituation, beispielsweise im Bereich hoher Schwimmwinkel, können anhand von Lenkradbewegungen keine zusätzlichen Reifenseitenkräfte mehr aufgebaut werden. Es ist keine Giermomentänderung zur Stabilisierung des Fahrzeugs möglich. Das Prinzip des FDR beruht auf der Änderung der Richtung des horizontalen Reifenkraftvektors [77, 107, 108]. Dies ermöglicht ein aktives Einstellen des zur Stabilisierung notwendigen Giermoments. Als fahrdynamische Regelgröße gilt der Reifenschlupf. Wie in Bild 2.7 (b) gezeigt, kann damit der Seitenkraftbeiwert (Verhältnis zwischen Seitenkraft und aktueller Aufstandskraft) reduziert werden. In Bild 2.11 ist die Auswirkung einer solchen Reduzierung beispielhaft an dem gelenkten linken Vorderrad eines sich im Grenzbereich befindlichen Fahrzeugs dargestellt. Aufgrund einer Lenkbewegung (Radlenkwinkel $\delta \neq 0$) stellt sich ein Schräglaufwinkel ($\alpha > 0$) und somit eine Seitenkraft F_S ein. Unter Annahme eines schlupffrei rollenden Rades ($s_{A/B} = 0$) entspricht diese zugleich der resultierenden horizontalen Reifenkraft F_{res} . Mit zunehmendem Bremsschlupf ($s_B > 0$) baut sich eine Reifenlängskraft F_B auf, die übertragbare Reifenseitenkraft verringert sich. Hierdurch ändert sich die Richtung des resultierenden horizontalen Reifenkraftvektors. Der Betrag bleibt aufgrund der Annahme, dass sich das Fahrzeug im Grenzbereich befindet, in etwa gleich. Die Änderung des Hebelarms zum Fahrzeugschwerpunkt führt schließlich zu einer Änderung des Giermomentes.

Kern des FDR ist die Bestimmung dieses zur Stabilisierung notwendigen Giermomentes sowie die Eingriffsstrategie über alle vier Räder. Die notwendigen radindividuellen Reifensollschlupfwerte werden von diesem an hierarchisch unterlagerte Regler vorgegeben. Dies sind fallweise die genannten Brems- und Antriebsschlupfregler. Das aus den Reglern (FDR, ABS, ASR, MSR) bestehende Gesamtsystem EBS geht somit über die Möglichkeiten der jeweiligen Regler hinaus und baut auf deren weiterentwickelten Komponenten auf. Bremsdrücke können aktiv mit einer hohen Dynamik gestellt werden.

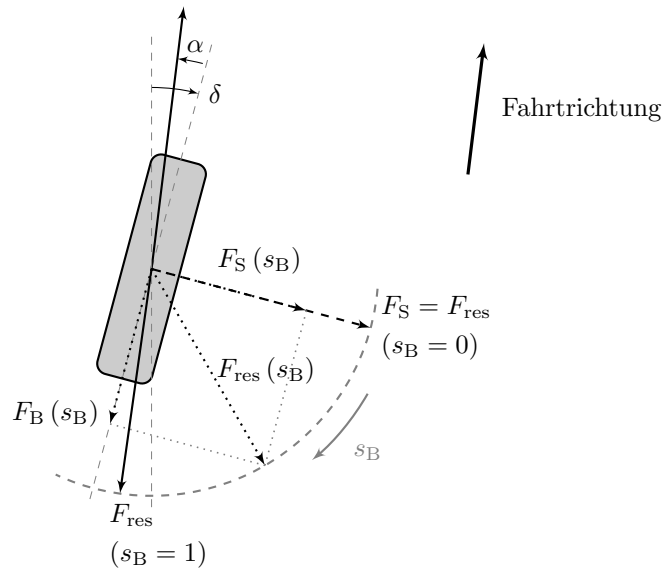


Bild 2.11: Grundprinzip des FDR: Änderung des Hebelarms der Reifenhorizontalkraft zum Fahrzeugschwerpunkt aufgrund von Schlupfänderungen s_B bei Brems Eingriffen (in Anlehnung an [108])

2.2.3 Vertikaldynamikregelsysteme

Zur Erhöhung der Fahrsicherheit und insbesondere auch des Fahrkomforts existieren verschiedene geregelte Feder- und Dämpferkomponenten. Im Rahmen dieser Arbeit werden eine Verstelldämpfung sowie eine Luftfederung mit Niveauregulierung betrachtet. Nachfolgend werden die jeweiligen Grundprinzipien kurz erläutert.

Verstelldämpfung

Von der Straße kommende stoßartige Anregungen werden von der Federung aufgenommen, dort als Formänderungsenergie gespeichert und anschließend wieder abgegeben. Um die nachfolgenden Schwingungen abzumildern, werden Schwingungsdämpfer eingesetzt. Diese sind somit aus Gründen der Fahrsicherheit, aber auch insbesondere des Fahrkomforts erforderlich. Dynamische Radlastschwankungen beeinträchtigen das absetzbare Kraftpotential und führen zur Reduzierung von Fahrstabilität und Bremswirkung. Aufbauschwingungen bedeuten eine starke Beeinträchtigung des Komforts. Diese beiden Aspekte der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts können jedoch nicht gleichzeitig gesteigert werden, man befindet sich hier in einem Zielkonflikt. Zur weiteren Optimierung können Verstelldämpfungssysteme dienen [42]. Solche elektronisch geregelten Dämpfungssysteme wurden bereits in den achtziger Jahren eingesetzt [20]. Vielfältige Weiterentwicklungen führten zu dem hier verwendeten kontinuierlichen Verstelldämpfungssystem, der sogenannten Continuously Controlled Electronic Suspension (CES). Hiermit wird eine Spreizung der Dämpferkräfte bei identischen Dämpfergeschwindigkeiten erreicht.

Die fahrzustandsabhängige Einstellung dieses semiaktiven Dämpfers basiert meist auf der sogenannten Sky-Hook-Regelung [64], siehe Bild 2.12 (a). Zusätzlich zum real vorhandenen Dämpfer zwischen Aufbau- und Radmasse denkt man sich einen Dämpfer zwischen Aufbaumasse und einer horizontalen Linie, dem „Himmel“. Eine etwaige Aufbaubewegung

relativ zu dieser Referenz soll entsprechend bedämpft werden. Die zur Realisierung dieses

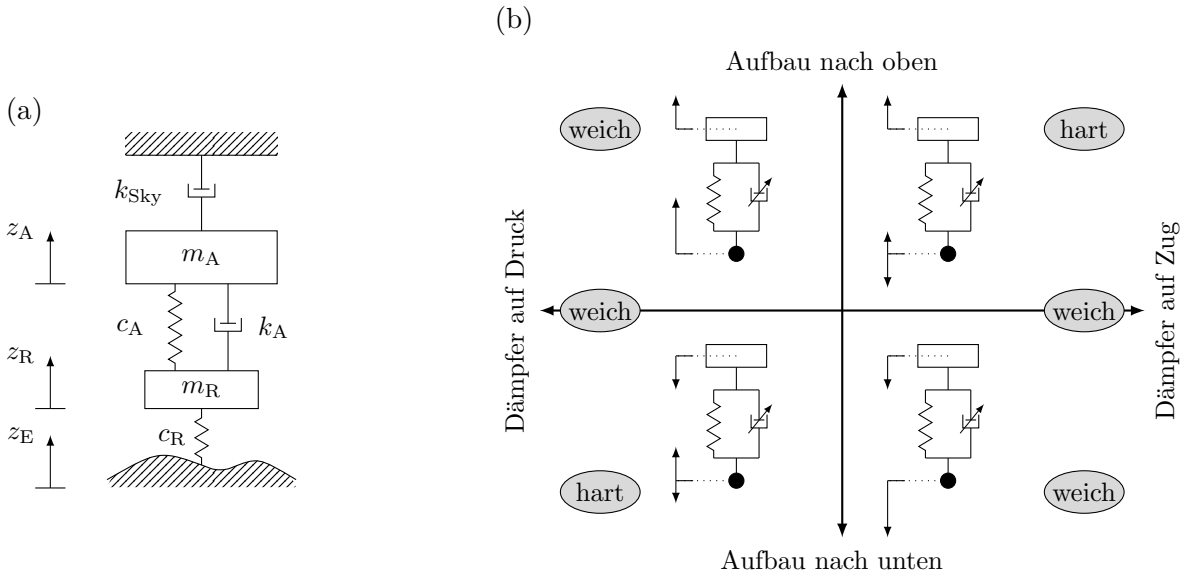


Bild 2.12: Sky-Hook-Regelung: (a) Modellvorstellung, (b) Dämpfereinstellungen in Abhängigkeit der Bewegung von Aufbau und Rad (jeweils in Anlehnung an [64])

Ansatzes notwendigen veränderlichen Dämpferkoeffizienten ergeben sich nach Gleichsetzen der Sky-Hook-Dämpferkraft

$$F_{SD,sky} = k_{sky} \cdot \dot{z}_A \quad (2.13)$$

mit der Dämpferkraft des realen Dämpfers

$$F_{SD} = k_A \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R) \quad (2.14)$$

zu

$$k_A = k_{sky} \cdot \frac{\dot{z}_A}{\dot{z}_A - \dot{z}_R}. \quad (2.15)$$

Die Aufbaubewegung \dot{z}_A und Radbewegung \dot{z}_R müssen bekannt sein. Die Sky-Hook-Regelung ermöglicht eine radindividuelle Einstellung der Dämpferkräfte. Die Strategie ist abhängig von den Bewegungsgeschwindigkeiten von Aufbau und Rad, siehe Bild 2.12 (b). Ist deren Bewegungsrichtung identisch, und bewegt sich das Rad relativ gesehen schneller, so wird grundsätzlich eine weichere beziehungsweise geringere Dämpferkraft eingestellt, um die Aufbaubewegung nicht zu beschleunigen. Sind die Bewegungsrichtungen entgegengesetzt, so wird grundsätzlich eine härtere beziehungsweise höhere Dämpferkraft eingestellt, um die Aufbaubeschleunigungen zu verringern. Für die Fahrsicherheit werden der Sky-Hook-Regelung noch weitere Regellogiken überlagert, welche die Radbeschleunigungen und somit die Änderungen der Radaufstandskräfte verringern.

Luftfeder

Mit einer klassischen Stahlfeder ist das Fahrzeugniveau stets beladungsabhängig. Da sich die Spur- und Sturzwinkel über dem Fahrzeugniveau ändern, kann sich somit jeweils auch das Fahrverhalten ändern. Zudem wirkt sich die Beladung auf den Fahrkomfort aus, welcher stark von der Aufbaueigenfrequenz abhängig ist [42]. Dies lässt sich anschaulich am

Beispiel eines Einmassenschwingers zeigen. Dessen Eigenfrequenz ergibt sich unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses $i_F = s_F/s_R$ zwischen Feder- und Radweg, der Radlast F_Z , der radbezogenen Steifigkeit c_R , der Federsteifigkeit c_F , der Aufbaumasse m sowie der Erdbeschleunigung g allgemein zu

$$n_e = \sqrt{\frac{c_R}{m}} = \sqrt{\frac{g \cdot c_R}{F_Z}} = \sqrt{\frac{g \cdot c_F \cdot i_F^2}{F_Z}}. \quad (2.16)$$

Bei Verwendung einer klassischen Stahlfeder mit weitestgehend konstanter Steifigkeit ist die Eigenfrequenz

$$n_e = \text{const.} \cdot \sqrt{\frac{1}{F_Z}} \quad (2.17)$$

somit abhängig vom Beladungszustand.

Mit Hilfe einer Luftfeder inklusive adaptiver Niveauregelung können diese Nachteile umgangen werden. Bei Beladungsänderungen wird der Druck in den Luftfedern so angepasst, dass sich das Fahrzeug stets im gleichen Niveau befindet. Bezüglich des Fahrkomforts lässt sich die Steifigkeit einer Luftfeder nach [31] unter Annahme der allgemeinen polytropen Zustandsänderung $p \cdot V^n = \text{const.}$ bestimmen: der Exponent n liegt je nach Anregungsgeschwindigkeit zwischen der isothermen ($n = 1$) und der isentropen ($n = \kappa$) Zustandsänderung. Die Steifigkeit ergibt sich für kleine Auslenkungen um die Konstruktionslage und der Annahme einer zylindrischen Abrollkontur zu

$$c_F = n \cdot p \cdot \frac{A_T \cdot A_V}{V}. \quad (2.18)$$

Mit der sogenannten Tragfläche $A_T := F_0 / (p_0 - p_u)$ und Verdrängerfläche $A_V := dV/dz$ und unter Berücksichtigung von $F_Z = A_T \cdot (p - p_u) \cdot i_F$ ist die Eigenfrequenz bei Luftfederfahrzeugen bei gleichen Anregungsgeschwindigkeiten somit nahezu konstant.

Eine Niveaueinstellung findet vorwiegend im Stillstand oder bei konstanter Geradeausfahrt ohne große Bodenanstörungen statt. Bei dynamischen Manövern, beispielsweise beim Wanken oder Nicken in Kurvenfahrten oder bei Bremsungen, wird keine Niveauänderung vorgenommen. Die Regelung basiert auf dem aktuellen Fahrzustand und den Niveausignalen. Der Regler sendet Ansteuersignale für die radindividuellen Niveauventile, woraufhin die jeweilige Luftfeder zum Anheben des Fahrzeugs entweder über einen Kompressor oder einen Druckspeicher mit Luft versorgt wird. Zum Absenken kann über ein Ablassventil Luft aus den Federn in die Umgebung entweichen.

2.3 Mehrkörpersystem

Um ein mechanisches System mit Hilfe der numerischen Simulation zu analysieren, erstellt man zunächst ein mechanisches Ersatzmodell. Diesem liegen Vereinfachungen und Annahmen zugrunde, welche abhängig von der Problemstellung zulässig und sinnvoll sind. Anschließend lässt sich ein äquivalentes mathematisches Ersatzmodell aufstellen und mittels numerischer Integration lösen. Zur Untersuchung von großen nichtlinearen Bewegungen hat sich hierfür die Methode der Mehrkörpersysteme (MKS) bewährt [85]. Diese eignet sich zur Bestimmung der makroskopischen Bewegungen von einfachen bis hin zu komplexen mechanischen Strukturen und zur Berechnung der auf einzelne Körper wirkenden Belastungen.

Ein Mehrkörpersystem besteht aus idealisierten starren Körpern und idealisierten Bindungs- und Koppellementen, siehe Bild 2.13: Die *Körper* selbst werden durch Punktmassen mit verschwindender geometrischer Ausdehnung und ausgedehnten starren Körpern dargestellt. Die masselosen, spiel- und reibungsfreien kinematischen *Bindungselemente*, wie zum Beispiel Gelenke, dienen zur gezielten Einschränkung von Freiheitsgraden. Die masselosen *Koppelemente* schränken keine Freiheitsgrade ein, sondern erzeugen zusätzliche eingeprägte Kräfte und Momente.

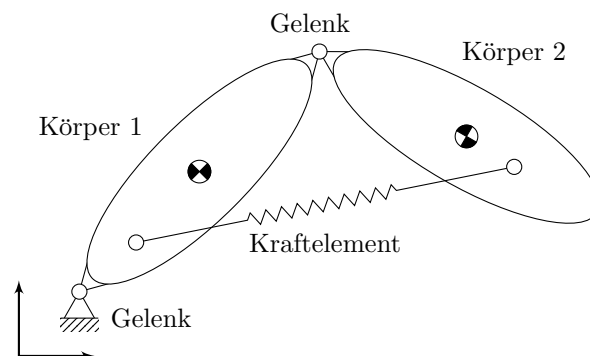


Bild 2.13: Grundelemente eines Mehrkörpersystems

Bei einfachen mechanischen Systemen können die Bewegungsgleichungen beispielsweise über den Impuls- und Drallsatz noch von Hand aufgestellt werden. Unter Berücksichtigung der über die Bindungselemente festgelegten Zwangsbedingungen erhält man einen Satz an Differential-Algebraischen Gleichungen. Bei komplexeren Strukturen lassen sich diese Schritte kaum noch von Hand ausführen. Hierfür bieten sich entsprechende Programme an, welche nach bestimmten sogenannten MKS-Formalismen die Bewegungsgleichungen des zuvor meist über eine graphische Oberfläche definierten Mehrkörpersystems aufstellen.

Das Lösen der Bewegungsgleichungen wird meist mittels numerischer Integration im Zeitbereich vorgenommen. Nach Vorgabe der Anfangs- und Randbedingungen wird das Gleichungssystem zu jedem Zeitschritt mittels Iterationsverfahren gelöst. Es existiert eine Vielzahl an Integrationsverfahren für diese Aufgabe. In dem hier verwendeten MKS-Programm kommt der sogenannte Differential Algebraic System Solver (DASSL) [69] zum Einsatz.

Es sei erwähnt, dass zudem die Möglichkeit besteht, die klassischen MKS-Elemente einzeln durch elastische Strukturen zu ersetzen. Diese hybride MKS kann eine realistischere Abbildung der Gesamtstruktur ermöglichen, beispielsweise durch die Einbindung der Karosserie als flexible FEM-Struktur.

2.4 Kopplung von Mehrkörper- und Regelsystemen

Die Automobilbranche ist ein Paradebeispiel für multiphysikalische Produkte. Zahlreiche Systeme im Fahrzeug (z.B. Assistenzsysteme, Fahrsicherheitssysteme) sind nur durch das Zusammenwirken der Mechatronikdomänen (Mechanik, Elektronik, Informatik) und weiteren Ingenieurdisziplinen (Hydraulik, Pneumatik, Regelungstechnik) möglich. Aufgrund der Komplexität dieser Systeme liegt nach Valášek [100] ein Schwerpunkt deren Entwicklung

in der Modellierung und Simulation. Ein entscheidender Faktor hierbei ist die Verknüpfung von entsprechenden Simulationsmodellen zu einem mechatronischen Gesamtsystem. Es bieten sich zwei Herangehensweisen an: Einerseits kann die Modellierung des interdisziplinären Systems in nur einer Programmumgebung vorgenommen werden. Dies hat den Nachteil, dass zur numerischen Lösung der Modellgleichungen meist keine speziell angepassten Algorithmen existieren, und ist laut [99] daher mehr als zukünftige Stoßrichtung zu sehen. Andererseits kann die Modellierung der einzelnen Domänen in jeweils spezialisierten Programmumgebungen vorgenommen werden. Vorteilhaft hierbei sind eine der Domäne angepasste Modellierungsoberfläche, spezielle Modellierungsbibliotheken, spezielle Solver, optimaler Support und Wartung sowie schnell verfügbare und ausgiebig getestete Programmumgebungen [99, 100]. Nachteilig ist die Notwendigkeit der Kopplung der verschiedenen Programmumgebungen und die damit verbundene Herausforderung einer mathematisch zuverlässigen Lösung des Gesamtsystems. Dennoch ist diese Vorgehensweise zu bevorzugen, auch da in den meisten Entwicklungsprozessen eine verteilte Modellierung stattfindet, bei welcher der jeweilige Spezialist in seiner spezialisierten Programmumgebung arbeitet.

Valášek [100] und Vaculín u. a. [99] geben einen Überblick über die verschiedenen Arten der sogenannten Co-Simulation zur Kopplung von Simulationsmodellen. Klassifizierungsmerkmale sind beispielsweise der Datenfluss, das numerische Integrationsschema und die programmiertechnische Umsetzung. Wesentliche Herausforderungen liegen in der Stabilität, Genauigkeit und Effizienz der numerischen Integration. Vor diesem Hintergrund lassen sich zwei Ansätze definieren, siehe Bild 2.14: Bei nur einem Integrator werden Submodelle mittels Funktionsaufrufen behandelt („tight coupling“), die Gleichungen beider Modelle werden gemeinsam gelöst. Kommen für jedes Subsystem eigene Integratoren zum Einsatz („weak coupling“), so werden die Gleichungen beider Modelle unabhängig voneinander gelöst. Es muss ein Datenaustausch zwischen den Submodellen zu bestimmten Zeitpunkten stattfinden, was diesen Ansatz zu einem weitaus kritischeren hinsichtlich numerischer Stabilität macht.

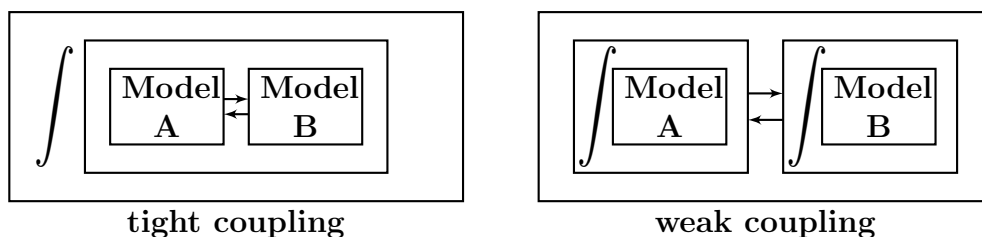


Bild 2.14: Prinzipielle Möglichkeiten der Kopplung mittels Co-Simulation [100]

Anhand der MKS-Software SIMPACK [93] und dem Computer Aided Control Engineering (CACE)-Tool Matlab/Simulink® [61] werden zudem die dort verfügbaren Kopplungsmöglichkeiten beschrieben, die vergleichsweise auch bei anderen MKS-Tools vorhanden sind, siehe Bild 2.15. Für Software in the Loop (SiL)-Modelle, die den Original-Steuergeräte-Code enthalten, kommt zur Kopplung an andere Simulationsumgebungen demnach lediglich die Co-Simulation (weak coupling) in Frage, da der Steuergeräte-Code stets selbst-integrierend ist.

Neben diesen meist auf spezielle Programme ausgerichteten Schnittstellen existieren auch standardisierte Schnittstellenbeschreibungen, die unabhängig von den beteiligten Simula-

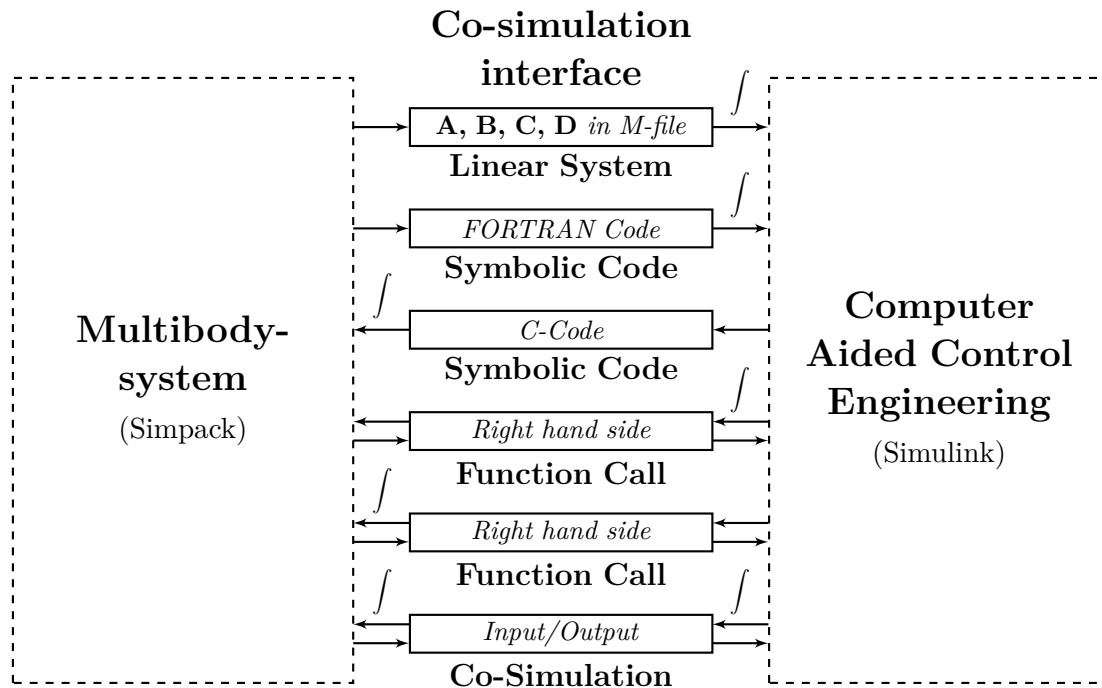


Bild 2.15: Typische Schnittstellen zwischen MKS und CACE Tools (in Anlehnung an [100])

tionsprogrammen sind. Hier sei das Functional Mock-up Interface (FMI) [32] genannt. Die Weitergabe von Modellen nach dem FMI-Standard erfolgt als Functional Mock-up Unit (FMU), siehe Bild 2.16. Dies ist eine in sich abgeschlossene Komponente, die von einem beliebigen Simulationsprogramm geladen und ausgeführt wird. Das Grundprinzip ist die Trennung der Schnittstellenbeschreibung und der Modell-Funktionalität. In dem XML-Dokument „modelDescription.xml“ werden alle Ein- und Ausgangssignale und grundsätzliche Eigenschaften des Modells spezifiziert. Mit diesen Informationen lädt das ausführende Simulationsprogramm (simulator) schließlich den Quellcode oder das binäre Objekt des FMU-Modells (model.dll). Neben der „tight-coupling“ Variante, siehe Bild 2.14, auch „FMI for Model Exchange“ genannt, kann auch die „weak-coupling“ Variante, auch „FMI for Co-Simulation“ genannt, angewandt werden. Dieser offene Industriestandard als unabhängiges Format erfährt einen stark wachsenden Einsatz in der Automobilindustrie [10, 30, 45, 79, 80, 86]. Auch zahlreiche Simulationswerkzeuge bieten mittlerweile entsprechende Funktionalitäten an. Auf der Homepage des Projekts [32] findet sich eine detaillierte Übersicht aller Programme, welche diesen Standard unterstützen, inklusive Angaben zu durchgeführten sogenannten compliance und cross-compatibility checks.

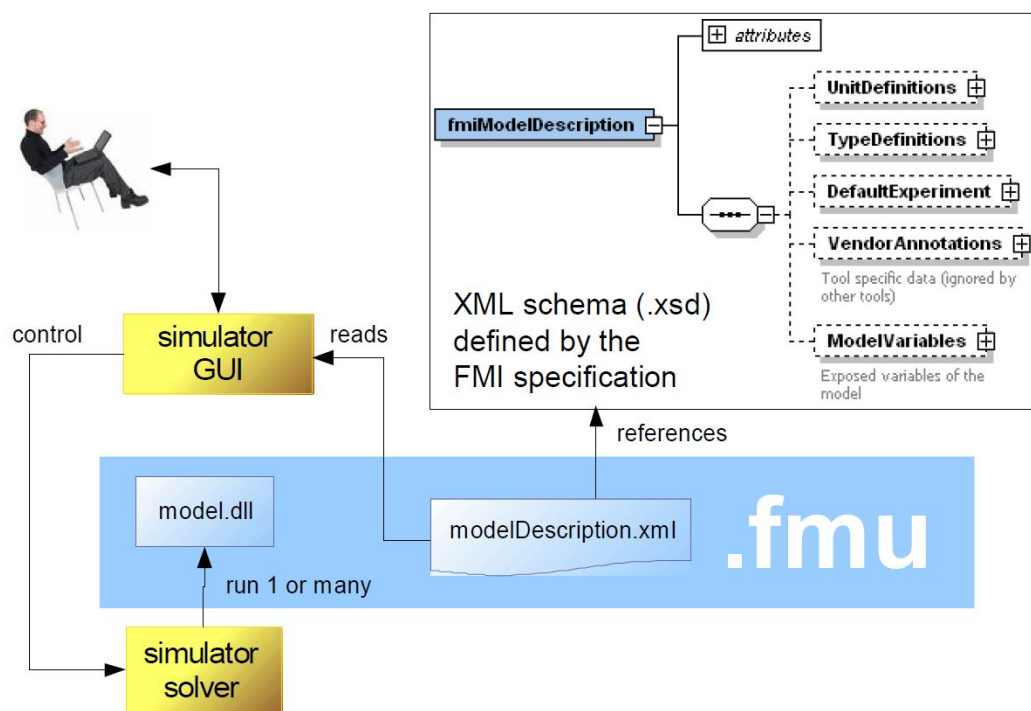


Bild 2.16: Prinzip der Functional Mock-up Unit (FMU) [11]

Kapitel 3

Untersuchungswerkzeuge, Mess- und Simulationsmethodik

Zum Aufbau und zur Validierung von Simulationsmodellen sind begleitende Messungen eine zwingende Voraussetzung. Im Rahmen dieser Arbeit werden daher verschiedene Prüfstands- und Fahrzeugmessungen vorgenommen. Sowohl auf Komponenten- als auch auf Gesamtfahrzeugebene stehen somit Messdaten zum Abgleich mit den Simulationsergebnissen zur Verfügung.

Nachfolgend werden die eingesetzten Untersuchungswerkzeuge sowie die Mess- und Simulationsmethodik vorgestellt. Zunächst werden das Versuchsfahrzeug sowie die Messtechnik und Messverfahren in Abschnitt 3.1 beschrieben. In Abschnitt 3.2 wird anschließend die Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung erläutert. Es wird ein Überblick über die dafür notwendigen Modelle, die verwendete Software und Programmiersprachen sowie die Schnittstellen gegeben. Abschließend wird durch den Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse von speziellen Validierungsmanövern die Güte des aufgebauten Gesamtfahrzeugmodells diskutiert, siehe Abschnitt 3.4.

3.1 Messung

Das Versuchsfahrzeug ist mit allen hier betrachteten Fahrwerkregelsystemen ausgestattet. Zudem kommt eine Vielzahl an betriebsfestigkeitsrelevanter und systemspezifischer Messtechnik zum Einsatz. Messungen werden sowohl auf Komponenten- als auch Gesamtfahrzeugebene durchgeführt. Nachfolgend sind die zum Verständnis der Untersuchungen relevanten Informationen kurz zusammengefasst.

3.1.1 Versuchsfahrzeug

Zur Durchführung der Untersuchungen steht eine Mercedes-Benz E-Klasse der Baureihe W212 zur Verfügung. Das Fahrzeug ist mit einem permanenten Allradantrieb und einem 7-Gang Automatikgetriebe ausgestattet. Der Motor hat eine Leistung von maximal $P_M = 285 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl von $n_M = 6000 \text{ U/min}$ sowie ein maximales Drehmoment von $M_M = 530 \text{ Nm}$ bei $n_M = 2800 - 4800 \text{ U/min}$. Die Vorderachse besteht aus einem radführenden McPherson-Federbein sowie in der unteren Lenkerebene aus einer Zug- und Querstrebe. Diese sogenannte Dreilenker-Vorderachse wird durch die Spurstange komplet-

tiert, siehe Bild 3.1. Die Raumenker-Hinterachse in Bild 3.2 besteht aus der längs orientierten Zug- und Schubstrebe sowie der quer orientierten Sturz- und Führungsstrebe. Zudem werden die getrennt angeordnete Federung und Dämpfung über einen Federlenker (hier nicht sichtbar) aufgenommen.

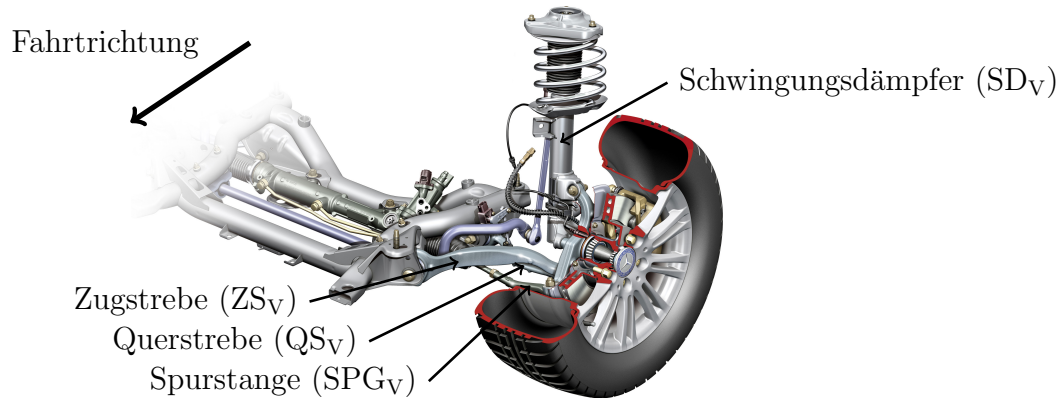


Bild 3.1: Versuchsfahrzeug: Dreilenker-Vorderachse mit McPherson-Stahlfederbein [23]

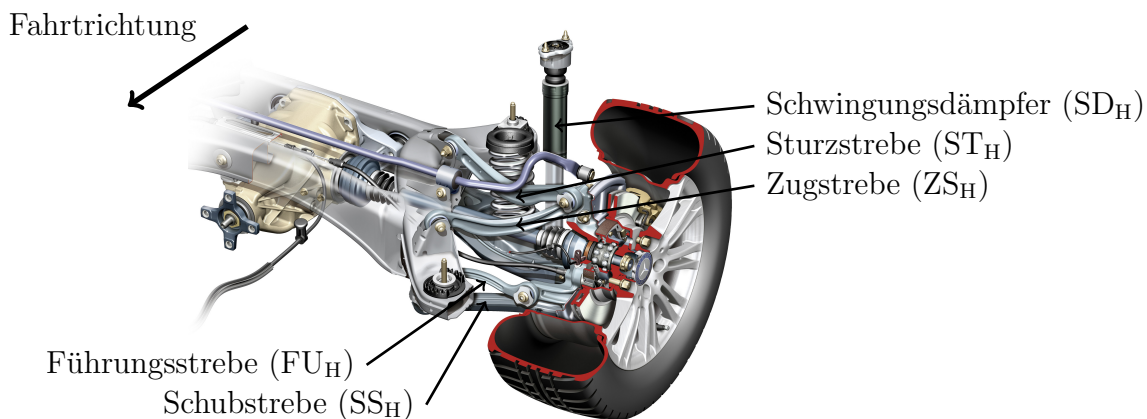


Bild 3.2: Versuchsfahrzeug: Raumenker-Hinterachse mit Stahlfederung [23]

Im Fahrzeug ist serienmäßig ein elektronisches Bremssystem EBS sowie eine semiaktive Dämpfer- und Niveauregelung (CES) mittels einer Luftfeder vorhanden (Abbildungen 3.1 und 3.2 ohne CES). Die Funktionsweise dieser Systeme ist in Abschnitt 2.2 beschrieben. Ein weiteres Regelsystem stellt die elektrisch angetriebene Servolenkung (Electric Power Steering (EPS)) dar. Deren elektrischer und elektronischer Anteil konnte aufgrund fehlender Validierungsmöglichkeiten im Rahmen dieser Arbeit simulativ jedoch nicht berücksichtigt werden und wird durch ein entsprechendes Ersatzmodell dargestellt, siehe hierzu Abschnitt 3.2.1.

Für eine isolierte Betrachtung der Regelsysteme wird das Versuchsfahrzeug in zwei Aufbauzuständen eingesetzt. Für die Untersuchung der Bremsregelung ABS und des Elektronischen Bremssystems EBS in den Kapiteln 4 und 5 werden die zur Dämpfer- und Niveauregelung notwendigen Verstelldämpfer und Luftfedern durch passive Dämpfer und Stahlfedern ersetzt (Aufbauzustand wie in Abbildungen 3.1 und 3.2 gezeigt). In Kapitel 6 kommen diese zur Untersuchung der Vertikaldynamikregelung wieder zum Einsatz.

3.1.2 Messtechnik und Sensorik

Zur Messung der in das Fahrwerk eingeleiteten Kräfte und Momente werden vier Radkraftsensoren der Firma Kistler [51] eingesetzt. Zwischen Felgenkonstruktion (Aluminium-Felgenring sowie Radscheibe aus Faserverbundwerkstoff) und einem mit der Radnabe verbundenen Innenteil befinden sich jeweils vier einzeln kalibrierte Messzellen. Die dort anhand Dehnmessstreifen (DMS) ermittelten Größen werden telemetrisch an den Messrechner übertragen und mit Hilfe der ebenfalls gemessenen Raddrehzahlen in ein radträgerfestes Koordinatensystem transformiert. Es gilt zu beachten, dass es sich streng genommen nicht um die fahrdynamisch relevanten Kräfte im Reifenlatsch handelt, da der Reifen als Übertragungsglied dazwischen geschaltet ist. Für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Validierungen werden in der Simulation daher ebenfalls die Kräfte und Momente angezogen, welche sich aus den im Simulationsmodell nachmodellierten Radkraftsensoren ergeben. Die Betrachtungen finden somit stets in einem radfesten Koordinatensystem mit dem Radmittelpunkt als Ursprung statt, siehe Bild 0.1.

Zur Aufzeichnung der auf die in Bild 3.1 und 3.2 gezeigten Achsbauteile wirkenden Kräfte sind diese mit DMS beklebt. Hierbei werden über die Erfassung von elektrischen Widerstandsänderungen aufgrund lokaler Dehnungen sowie auf Basis zuvor durchgeführter Kalibrierungen die entsprechenden Lasten ermittelt. Voraussetzung sind Verformungen im linear elastischen Bereich, in welchem die örtlichen Spannungen und, unter bestimmten Voraussetzungen, die äußeren Lasten proportional zu den Dehnungen sind. Die Klebpositionen werden vorab mittels FEM-Berechnungen optimiert, so dass ein Einfluss von Querkraften oder Biegemomenten eliminiert ist und lediglich eine einachsiale Kraft ermittelt wird. Alternativ können Biegemomente durch den Einsatz von zwei DMS-Beklebungen, beispielsweise auf der Ober- und Unterseite einer Fahrwerksstrebe, kompensiert werden.

Für die Untersuchungen in Kapitel 5 kommt ein Differential Global Positioning System (DGPS) zum Einsatz, mit welchem die aktuelle Fahrzeugposition mit einer Genauigkeit von ± 2 cm bestimmt werden kann. Das System besteht aus einer mobilen Basisstation, deren Positionswerte möglichst exakt bekannt sind sowie einem am Fahrzeug angebrachten mobilen Empfänger. Über den ständigen Abgleich der während der Messfahrten übermittelten Positionswerte können so Korrekturdaten für den im Fahrzeug befindlichen Sensor ermittelt werden.

Die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit sowie der Schwimmwinkel des Fahrzeugs werden aus dem an der Stoßstange angebrachten optischen Geschwindigkeitssensor Correvit® [50] ermittelt. Dieser Sensor misst die aktuelle Längs- und Quergeschwindigkeit an seiner Position, welche sich aus den Überlagerungen von geradliniger Bewegung und Gierbewegung zusammensetzen. Mit bekannter Giergeschwindigkeit und Sensorposition im Fahrzeugschwerpunktkoordinatensystem kann somit die Fahrzeuggeschwindigkeit im Schwerpunkt und der Schwimmwinkel berechnet werden.

Zur Aufzeichnung von reglerspezifischen Größen wird über einen speziellen Messrechner auf das EBS-Steuergerät zugegriffen. Dies ermöglicht unter anderem die Erfassung des vom Regelsystem geschätzten Bremsdruckes, welcher für die Simulation von großer Bedeutung ist (siehe Abschnitt 4.3.2). Zum Abgleich werden auch die realen Bremsdrücke direkt in den Bremsleitungen gemessen. Zur Validierung der Vertikaldynamikregelung CES werden relevante Reglersignale vom Controller Area Network (CAN)-Bus, mittels Definition einer CANdb-Datenbank-Datei (DBC), abgegriffen. Zusätzlich werden die vom Regler gestellten Dämpfer- und Niveauregelungsströme direkt gemessen.

Des Weiteren kommt ein inertiales Messsystem der Firma IMAR Navigation GmbH [46] zum Einsatz, mit dem Beschleunigungen und Drehwinkelgeschwindigkeiten gemessen werden. Zudem werden ein Messlenkrad zur Erfassung des Lenkradmoments und -winkels sowie Seilzugpotentiometer zur Messung der Radeinfederungen eingesetzt.

Nicht alle in diesem Abschnitt beschriebenen Größen werden in den nachfolgenden Untersuchungen explizit ausgewertet, dienen aber im Validierungsprozess zur Überprüfung der Modellgüte und sind somit Voraussetzung zur Durchführung der Analysen und Bewertungen.

3.1.3 Messverfahren

Neben den eigentlichen Fahrzeugmessungen auf den entsprechenden Teststrecken werden Messungen auf Komponenten- und Gesamtfahrzeugprüfständen durchgeführt. Diese sind zum Aufbau und zur Validierung der Simulationsmodelle notwendig.

Auf **Komponentenprüfständen** werden die Fahrwerksgummilager, die Dämpfer und Luftfedern vermessen. Hierbei werden stets die betriebsfestigkeitsrelevanten Anregungen berücksichtigt. Beispielsweise werden die Eigenschaften der Fahrwerksgummilager in allen Freiheitsgraden bis in ihre mechanischen Anschläge sowie die Dämpfercharakteristik bis in den Extremsignalbereich ($v \geq 3 \text{ m/s}$) hinein vermessen. Auf dem **Pendelprüfstand** sowie dem **FKE-Prüfstand** werden Gesamtfahrzeugmessungen vorgenommen. Die Messung auf dem Pendelprüfstand ermöglicht die Bestimmung der Schwerpunktlage und Trägheitsmomente des Versuchsfahrzeugs. Auf dem FKE-Prüfstand wird die Federung, Kinematik und Elastokinematik der Achse vermessen. Hierbei handelt es sich um die räumliche Bewegung des Rades gegenüber der Karosserie bei Federungs- und Lenkbewegungen sowie unter der Einwirkung äußerer Lasten. Bei gefesselter Karosserie werden die Radkräfte, Bauteilkräfte sowie Spur- und Sturzänderungen bei quasistatischen Anregungen gemessen. Neben Bestimmung der gleich- und wechselseitigen Steifigkeiten am Rad wird auch ein sogenanntes „simuliertes Bremsen“ vorgenommen: im Radmittelpunkt wird eine Kraft entgegengesetzt zur Fahrzeuglängsachse, bei gleichzeitig geschlossener Bremse, eingeleitet.

Die **Fahrzeugmessungen** werden schließlich auf den realen Teststrecken durchgeführt. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausgewählte auslegungsrelevante Manöver betrachtet. Die Auswahl wird entsprechend der Aktivitäten des jeweiligen Regelsystems getroffen. Für die Untersuchung der ABS-Regelung in Kapitel 4 werden Bremsungen auf Asphalt und Schlechtwegstrecken ausgewählt. Bezüglich der Untersuchung des Elektronischen Bremsystems EBS in Kapitel 5 werden Messungen auf einem Handlingkurs vorgenommen. Die Betrachtung der Vertikaldynamikregelung wird wiederum von Messungen auf Schlechtwegstrecken begleitet, siehe Kapitel 6. Die Schlechtwegstrecken befinden sich auf dem Werksgelände der Daimler AG in Sindelfingen, der Handlingkurs auf dem Automobil-Prüfgelände in Papenburg [8].

3.2 Simulation

Zur Durchführung von Simulationen bieten sich je nach physikalischer Problemstellung unterschiedliche Arten der Modellbildung an. Abschätzungen zu fahrdynamischen Eigenschaften können beispielsweise bereits mit einem vergleichsweise geringen Aufwand vorgenommen werden. Im Bereich der Querdynamik sei hier das lineare Einspurmodell genannt

[81]. Trotz mehrerer Vereinfachungen können die durch Lenkbewegungen hervorgerufenen Fahrzeugreaktionen im linearen Kraftschlussbereich mit einer hohen Güte bestimmt werden. Im Bereich der Vertikaldynamik lassen sich mit einfachen Viertelfahrzeugmodellen [64] ebenfalls bereits grundlegende Aussagen zur Bewegung von Aufbau und Rad treffen. Erweitert sich die Betrachtung auf die Analyse des Fahrkomforts, die Untersuchung von Akustikphänomenen, die Simulation des Crashverhaltens oder aber die Ermittlung von Lastdaten, so sind jedoch meist komplexere Gesamtfahrzeugmodelle notwendig. Ammon [3] spricht hier von einem zweigleisigen Konzept „einer möglichst exakten Gesamtsystemmodellierung als Referenz und einzelner problemspezifischer Modelle zur Systemgestaltung und -optimierung“.

Als Referenzsystem gilt im Rahmen dieser Arbeit das rein mechanische Gesamtfahrzeug, welches mittels der MKS-Simulationsmethodik dargestellt ist. Problemspezifische Modellierungen sind aufgrund der hohen Anforderungen bei Betriebsfestigkeitssimulationen notwendig. Beispielsweise müssen häufig auftretende schlagartige Belastungen mit großen Amplituden abgebildet werden können. Neben dem Einsatz geeigneter Reifenmodelle müssen daher auch die Zug- und Druckanschläge der Federung und Dämpfung sowie das nichtlineare Verhalten der Gummilager modelliert sein. Zudem müssen Dämpfermodelle existieren, die auch im hohen Geschwindigkeitsbereich ein physikalisch korrektes Verhalten zeigen. Das somit ohnehin schon komplexe Gesamtfahrzeugmodell wird im Rahmen dieser Arbeit noch um eine weitere problemspezifische Modellierung, die Regelsystemmodelle, ergänzt. Bild 3.3 zeigt die Bestandteile der Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung, welche nachfolgend näher erläutert werden.

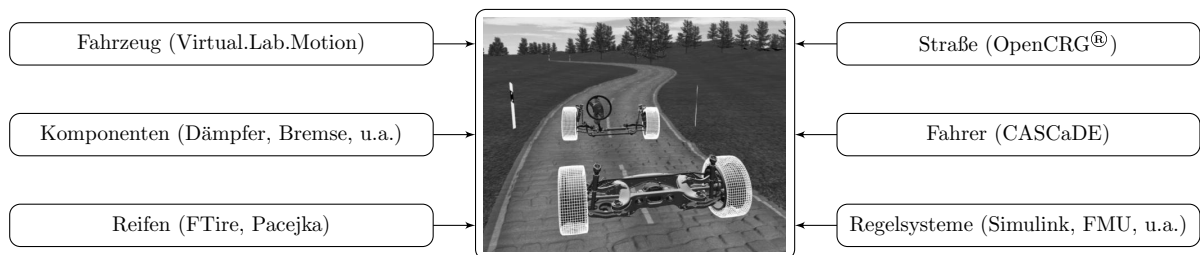


Bild 3.3: Komponenten der Gesamtfahrzeugsimulation

3.2.1 Modelle

Fahrzeug und Komponenten

Das MKS-Fahrzeugmodell wird entsprechend seiner Achstopologie aufgebaut. Es werden ausschließlich starre Körper zur Beschreibung der relevanten Fahrwerkskomponenten eingesetzt. Diese sind durch ihre Masse und Trägheitseigenschaften beschrieben. Die Verknüpfungen der Bauteile werden durch entsprechende Bindungs- und Koppellemente abgebildet. Die Federung und Dämpfung ist beispielsweise durch translatorische Kraftelemente dargestellt. Außerdem ist der vollständige Antriebsstrang modelliert, um einen korrekten Momentenfluss vom Motor bis zur Kraftübertragung auf die Straße zu gewährleisten. Hierfür sind der Motor und das Getriebe, wiederum beschrieben durch ihre Masse und Trägheitseigenschaften, entsprechend über Gummilager montiert. Das Antriebsmoment (siehe Abschnitt 5.3.1) wird an der Getriebeausgangswelle aufgeprägt, von wo aus es über das

Zentralfeder, die Achsdifferentiale sowie die Seitenwellen in eine Antriebskraft im Reifenlatsch umgewandelt wird. Ebenso wird die gesamte Lenkung dargestellt, von der Momentenaufprägung am Lenkrad über eine Drehmomentsensorik mittels Torsionsstab an der Lenkungseingangswelle bis hin zu der Kraftaufprägung auf die Zahnstange und die angebundenen Spurstangen. Das gesamte Fahrzeugmodell besteht aus über 2000 Parametern und mehr als 200 Kennlinien [90].

Abhängig von der zu betrachtenden Problemstellung werden in dieser Arbeit einzelne Modellbestandteile ergänzt beziehungsweise detailgetreuer modelliert. Diese reichen von einer rein phänomenologischen Modellierung der Eigenschaften der Bremse (siehe Abschnitt 4.3) bis hin zu dem Einsatz von physikalischen Aktorikmodellierungen der Dämpfung und Federung (siehe beispielsweise Abschnitt 6.2). Zudem wird in Abschnitt 5.3 die Implementierung einer Getriebelogik vorgenommen, um die volle Funktionalität des EBS-Regelsystemmodells nutzen zu können. Auch die Berücksichtigung der Aerodynamik ist aufgrund der hohen Geschwindigkeiten in Kapitel 5 notwendig. Details zu diesen Komponentenmodellen werden in den einzelnen Abschnitten beschrieben.

Als MKS-Softwareumgebung kommt Virtual.Lab Motion [92] der Firma Siemens zum Einsatz.

Reifen

Als Schnittstelle zwischen Fahrzeug und Fahrbahn sind Reifenmodelle notwendig. Diese werden als Subsystem über eine Co-Simulation an das Gesamtfahrzeugmodell angebunden. Abhängig von den aktuellen Lage- und Bewegungsgrößen der Felge, der Höheninformation der Fahrbahn sowie verschiedener interner Zustandsgrößen werden die auf die Felge wirkenden Kräfte und Momente berechnet und an das Gesamtfahrzeugmodell zurückgemeldet. Es existieren Reifenmodelle mit verschiedenen Modellkomplexitäten. Diese lassen sich in drei bis vier Kategorien mit unterschiedlich darstellbaren Frequenzbereichen unterteilen und reichen von mathematischen Kennlinienmodellen bis hin zu FEM-Modellierungen des Reifens [5]. Der Parametrierungsaufwand sowie die Rechenzeit steigen mit zunehmender Modellkomplexität. Die Auswahl des geeigneten Reifenmodells hängt vom Anwendungsbereich der Simulation ab [75].

Für Betriebsfestigkeitssimulationen auf Schlechtwegstrecken muss die Straßenoberfläche in ausreichender Genauigkeit durch das Reifenmodell abgetastet werden. Das physikalisch basierte Reifenstrukturmodell FTire [21, 22, 36] wird in den Untersuchungen von [55] als dafür geeignetes Modell bestätigt. Für die nachfolgenden Simulationen auf Schlechtweg (Kapitel 4 und 6) wird daher dieses Modell verwendet. Die Anregungen auf dem Handlingkurs (Kapitel 5) sind hingegen niederfrequent und benötigen kein komplexes und rechenintensives Reifenmodell. Daher wird für diese Untersuchungen das mathematische Modell nach Pacejka [68] eingesetzt. Die Prüfstandsvermessung des Reifens sowie die Parametrierung eines FTire-Reifendatensatzes wurde am Institut für Kraftfahrwesen der RWTH Aachen durchgeführt [53]. Die Parametrierung des Pacejka-Datensatzes wurde direkt aus diesem FTire-Datensatz abgeleitet.

Straße

Unabhängig vom Anwendungsbereich wird für Gesamtfahrzeugsimulationen stets eine digitale Beschreibung der Straßenoberflächen benötigt. Einzig in der Höhe der Auflösung und

der Genauigkeit unterscheiden sich die Anforderungen zwischen den Bereichen Handling, Fahrkomfort und Betriebsfestigkeit. Diese werden durch das zu betrachtende Anregungsspektrum der Straßenoberfläche bestimmt, wobei der dominierende Anteil in Normalenrichtung zu dieser liegt (z). Auf Schlechtwegstrecken treten häufig impulsförmige Anregungen in allen sechs Freiheitsgraden auf, was zu vergleichsweise hohen Frequenzanteilen im Anregungsspektrum führt. Um dieses vollständig zu erfassen, werden Auflösungen im Bereich von bis zu $1\text{ cm} \times 1\text{ cm} \times 2\text{ mm}$ oder höher benötigt.

Bedenkt man, dass adäquate Reifenmodelle in jedem Simulationsschritt radlastabhängig zwischen 200 und 400 Kontaktpunkte im – in etwa postkartengroßen – Reifenlatsch auswerten müssen [21, 74], so kommt einer effizienten Auswertung eine enorme Bedeutung zu. Das hier eingesetzte Curved Regular Grid (CRG)-Straßenformat [67] gewährleistet neben dieser effizienten Kontaktpunktauswertung auch eine platzsparende Speicherung der Straßeninformationen. Ermöglicht wird dies durch den in Bild 3.4 dargestellten Grundgedanken des CRG-Formats, die Speicherung der 3D-Höheninformationen in einem regelmäßig gekrümmten Gitter. Die Referenzlinie, meist in der Fahrbahnmitte liegend, beschreibt die

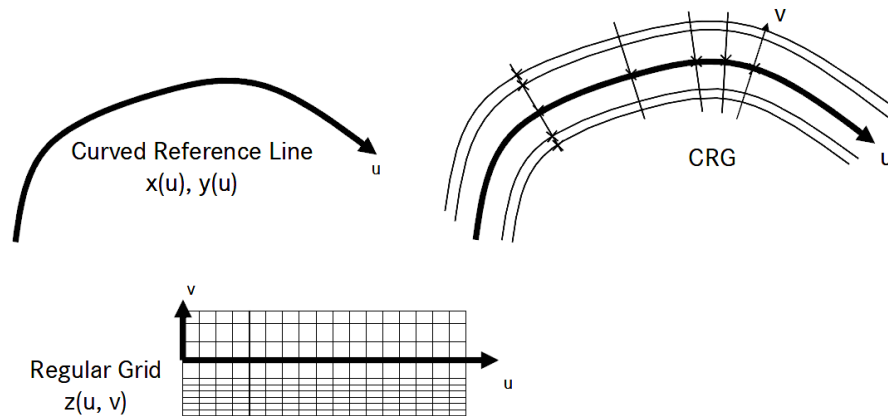


Bild 3.4: Grundgedanke der Curved Regular Grid (CRG)-Straßenbeschreibung [74]

Abbildung zwischen den globalen Koordinaten (x, y) und den Straßenkoordinaten (u, v) . Die Höheninformationen $z(u, v)$ sind in Abhängigkeit der Straßenkoordinaten in Form eines regelmäßigen Gitters in einer Matrix gespeichert. Zu jedem beliebigen globalen Kontaktpunkt wird durch Bestimmung der dazugehörigen Straßenkoordinaten sowie der daraus gewonnenen benachbarten Höheninformationen auf die aktuelle Höhe bilinear interpoliert. Die Ermittlung der Straßenkoordinaten stellt eine anspruchsvolle Aufgabe dar, wird hier jedoch durch einen effizienten Algorithmus gelöst [35, 74, 75].

Alle notwendigen Werkzeuge, Funktionen und Schnittstellenbeschreibungen (C-API) zur Verwendung von Straßenprofilen im OpenCRG[®]-Format sind online frei verfügbar [67]. Entsprechende Fahrbahnbeschreibungen können durch kommerzielle Vermessungen oder aber synthetisch mit Hilfe der bereitgestellten Funktionen erzeugt werden.

Fahrer

Es wird ein Fahrermodell benötigt, welches die jeweiligen Manöर्वorgaben (Geschwindigkeitsprofil und Solltrajektorie) umsetzt. Dies wird durch zwei unabhängig voneinander agierende Regler gewährleistet, dem Pedalregler sowie dem Lenkregler. Der Pedalregler

nutzt das Fahr- und Bremspedal als Stellgrößen. Der Lenkregler stellt ein Lenkradmoment, welches direkt am Lenkrad aufgeprägt wird. Die Sollvorgaben werden jeweils in Abhängigkeit von der aktuellen Fahrzeugposition definiert. Diese wird mittels der CRG-Routinen in Form des Spurparameters u in jedem Zeitschritt zur Verfügung gestellt.

Der Pedalregler ist ein einfacher PID -Regler mit verzögertem D-Anteil ($PID - T_1$) [33] und einer Stellgrößenbeschränkung auf Werte zwischen -1 (volle Bremspedalbetätigung) und $+1$ (volle Fahrpedalbetätigung). Als „Anti-wind-up“-Maßnahme wird der Integrator festgehalten, sobald die Stellgrößenbeschränkung aktiv ist. Die Regelabweichung $x_{d,k}$ zum Zeitpunkt k ergibt sich aus der Differenz von definierter Soll- und Istgeschwindigkeit. Mit der Schrittweite h und der entsprechenden Integration zu $x_{i,k}$ sowie der verzögerten Differentiation

$$x_{r,k} = \frac{1}{h + T_1} \cdot (x_{d,k} - x_{d,k-1} + T_1 \cdot x_{r,k-1}) \quad (3.1)$$

ergibt sich die zeitdiskrete Darstellung der Stellgröße u_k zu

$$u_k = K_R \cdot \left(x_{d,k} + \frac{1}{T_N} \cdot x_{i,k} + T_V \cdot x_{r,k} \right). \quad (3.2)$$

Anhand des Übertragungsbeiwertes K_R (P -Anteil), der Nachstellzeit T_N (I -Anteil), der Vorhaltzeit T_V sowie der Verzögerungszeit T_1 (DT_1 -Anteil) wird der Pedalregler parametrisiert. Alternativ können auch beliebige zeit- oder spurabhängige Pedalverläufe vorgegeben werden. Speziell beim direkten Vergleich mit Messdaten, beispielsweise einer Vollbremsung, ist die Verwendung gemessener Bremspedalbetätigungen vorteilhaft. Hierzu wird der Pedalregler als reiner Fahrpedalregler betrieben (Stellgrößenbeschränkung $[0 \dots 1]$). Eventuelle Wechselwirkungen zwischen Fahr- und Bremspedal werden durch Abblenden des Fahrpedals vermieden.

Die Grundgleichungen des Lenkreglers basieren auf dem linearen Einspurmodell [81, 87]. Aus der Gleichung für den Gierverstärkungsfaktor

$$\frac{\dot{\psi}_V}{\delta_H / i_S} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2} \quad (3.3)$$

lässt sich der erforderliche Lenkradwinkel

$$\delta_H = i_S \cdot \dot{\psi}_V \cdot \frac{l + EG \cdot v^2}{v} \quad (3.4)$$

berechnen. Neben der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit v werden die folgenden fahrzeugspezifischen Parameter benötigt: Der Eigenlenkgradient EG , der Radstand l und die Lenkübersetzung i_S . Als Eingang bleibt lediglich die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}_V$ übrig, welche vom Lenkregler auf Basis des aktuellen Fahrzustandes berechnet wird. Aus diesem ergeben sich gemäß Abbildung 3.5 die Spurkrümmung κ als von der Solltrajektorie fest vorgegebene Steuergröße, sowie die Spurbabweichung Δv und der Gierwinkelfehler $\psi_{Fzg} - \psi_{Spur}$ als Regelgrößen. Diese Größen werden wiederum durch die CRG-Routinen ermittelt. Mit den Gewichtungsfaktoren (A,B,C) ergibt sich die gesuchte Giergeschwindigkeit zu

$$\dot{\psi}_V = A \cdot v \cdot \kappa + B \cdot \Delta v + C \cdot (\psi_{Fzg} - \psi_{Spur}), \quad (3.5)$$

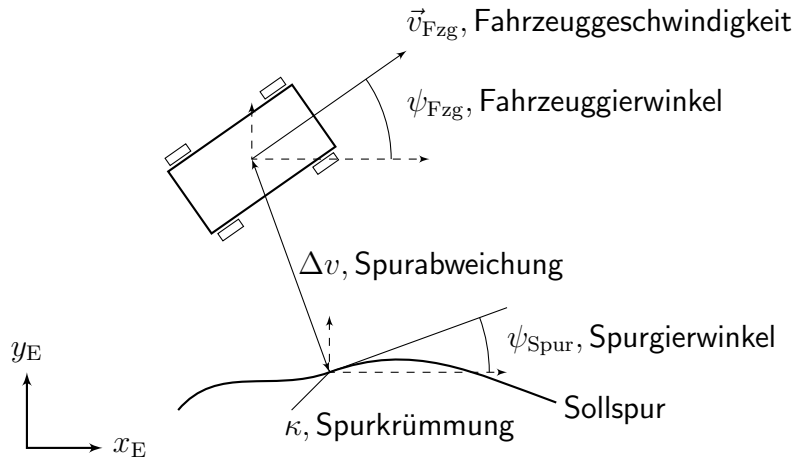


Bild 3.5: Grundprinzip des Lenkreglers, Skizze im schlupffreien Zustand

und anhand (3.4) ist der Solllenkradwinkel bestimmt. Dieser wird nicht direkt wegabhängig aufgeprägt, da dadurch eine kinematische Zwangsbedingung vorliegen würde, was unnatürliche Lenkkräfte verursachen kann. Eine Aussagefähigkeit aus Sicht der Betriebsfestigkeit für beispielsweise die Spurstange wäre in diesem Fall nicht mehr gegeben. Es wird daher eine Nachgiebigkeit eingebaut, indem die Regelabweichung zwischen Soll- und Istlenkradwinkel über einen $PID - T_1$ -Regler, mit dem Lenkradmoment als Stellgröße, ausgeregelt wird.

Das Fahrermodell steht in der Entwicklungsumgebung CASCaDE (Computer Aided Simulation of Car, Driver, and Environment) zur Verfügung. Hierbei handelt es sich um eine Simulationsumgebung zur Analyse und Synthese des Systems Fahrzeug-Fahrer-Umgebung [72, 73]. Es besteht aus eigenständigen in FORTRAN 77 umgesetzten Modulen, die über einen flexiblen Schnittstellenmechanismus zu einer Gesamtumgebung gekoppelt werden. Teilmodule der Gesamtfahrzeugsimulationen, wie das Fahrermodell, können so auch an andere Simulationsumgebungen angebunden werden.

Regelsysteme

Die eingesetzten Regelsystemmodelle stehen als sogenannte Software in the Loop (SiL) Modelle zur Verfügung. Im Gegensatz zur Hardware in the Loop (HiL) Simulation ist hierbei keine Zielhardware (Steuergerät) erforderlich. Die Modelle können auf Betriebssystemebene mit der Gesamtfahrzeugsimulation gekoppelt werden. Insbesondere in frühen Entwicklungsphasen ist diese Vorgehensweise empfehlenswert, da keine kostenintensive Hardware erforderlich ist und zudem Simulationen bereits vor Verfügbarkeit des Steuergerätes möglich sind. Außerdem besteht keine Echtzeitanforderung, wodurch beliebig höhere Modellierungstiefen für die Gesamtsystemanalyse eingesetzt werden können. Nicht zuletzt aufgrund der bei Lastdatensimulationen notwendigen Modellkomplexität und damit verbundenen hohen Rechenzeiten ist die SiL-Simulation somit die einzig realisierbare Möglichkeit zur Simulation mit Regelsystemen.

Das EBS-Regelsystemmodell wurde vom Regelsystemlieferanten zur Verfügung gestellt. Es handelt sich um den Original-Reglercode, wie er auch im Versuchsfahrzeug auf dem Steuergerät vorhanden ist. Somit beinhaltet es alle in Abschnitt 2.2.2 erläuterten Regler. Das SiL-Modell steht in dem CACE-Tool Matlab/Simulink® [61] zur Verfügung. Es besteht

aus zahlreichen, beim Lieferanten kompilierten, S-Functions. Hierbei handelt es sich um binäre dynamische Bibliotheken, die während der Laufzeit automatisch von Matlab/Simulink® geladen und ausgeführt werden. Inhaltlich lässt sich das Modell in drei Bestandteile unterteilen: die Sensorik zur Aufbereitung der Simulationssignale zu in den Regler eingehenden virtuellen Sensorsignalen, der Regler mit dem zum Versuchsfahrzeug identischen Reglercode, sowie die Aktorik zur Abbildung des Hydroaggregats und des Hydraulikkreises bis zum Radbremszylinder. Als Eingangsgrößen müssen, wie im Versuchsfahrzeug, verschiedene Fahrzustandsgrößen, die Fahreraktivitäten sowie Motor- und Getriebezustände bereitgestellt werden. Am Ausgang des Modells stehen drei Motormanagementgrößen, für ASR- und MSR-Eingriffe, sowie die vier von der Aktorik geschätzten Bremsdrücke zur Verfügung. Ein Modell der Radbremse ist nicht enthalten, da deren Hardware üblicherweise von einem anderen Zulieferer stammt.

Der Reglercode für das CES-Regelsystem ist eine interne Entwicklung der Daimler AG. Er steht als C-Code Export aus TargetLink® [29] heraus zur Verfügung. Hierbei handelt es sich um ein von der Firma dSPACE entwickeltes Programm, mit welchem man direkt in Matlab/Simulink® modellieren und Seriencode (echtzeitfähiger Steuergerätecode) generieren kann. Das SiL-Modell enthält somit den zum Versuchsfahrzeug identischen Reglercode. Es ist jedoch keine Aktorik abgebildet. Als Eingangsgrößen müssen verschiedene Fahrzustandsgrößen sowie Vertikalbeschleunigungen des Aufbaus und der Räder übergeben werden. Um den Reglercode identisch zum Versuchsfahrzeug zu bedienen, müssen die Sensorgrößen einzeln modifiziert (Abtastung, Umrechnungsfaktoren) werden. Am Ausgang stehen die Dämpferventilströme sowie die Ströme für den Pneumatikkreis der Luftfederung zur Verfügung.

Wie bereits erwähnt, wird die Regelung der EPS aufgrund fehlender Validierungsmöglichkeiten im Rahmen dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Deren wesentliche Eigenschaften werden jedoch durch ein entsprechendes Ersatzmodell dargestellt: Das vom Fahrermodell eingeleitete Lenkradmoment wird über den Verdrehwinkel eines Torsionsstabs in der Eingangswelle der Lenkung ermittelt. Abhängig davon wird eine Lenkunterstützung in Form einer Zusatzkraft auf die Zahnstange eingestellt.

3.2.2 Struktur der Simulationsumgebung

Die verschiedenen Kopplungsmöglichkeiten und Grundlagen der Co-Simulation sind bereits in Abschnitt 2.4 beschrieben. Nachfolgend wird ein Überblick über die Struktur der im Rahmen dieser Arbeit aufgebauten Simulationsumgebung gegeben, siehe Bild 3.6. Die MKS-Umgebung Virtual.Lab Motion, hier benutzt für die rein mechanische Fahrzeugmodellierung, stellt den Simulationsmaster dar. Jede angebundene Subkomponente wird von diesem aus angesteuert. Im Wesentlichen eröffnen sich vier Kommunikationspfade:

(1) Die Gleichungen und Funktionen des FTIRE-Reifenmodells (**ftire.dll**) sind über die Standard-Tire-Interface (STI) Schnittstelle angebunden und werden entkoppelt vom MKS-Solver in Co-Simulation gelöst. Der Anwender muss die Parametrierung in Form einer ASCII-Datei (tir) bereitstellen. Für die Simulation des Handlingmanövers in Kapitel 5 wird das Pacejka-Reifenmodell über selbigen Pfad gekoppelt.

(2) Das EBS-Regelsystemmodell (**ebs.dll**) wird im Rahmen dieser Arbeit über die Simulink®-Schnittstelle angebunden und ebenfalls entkoppelt vom MKS-Solver in Co-Simulation gelöst. Das Simulink®-Modell des Regelsystems muss zunächst in einen für die Zielumgebung lesbaren Code überführt werden, wofür der sogenannte Simulink® Coder zur Ver-

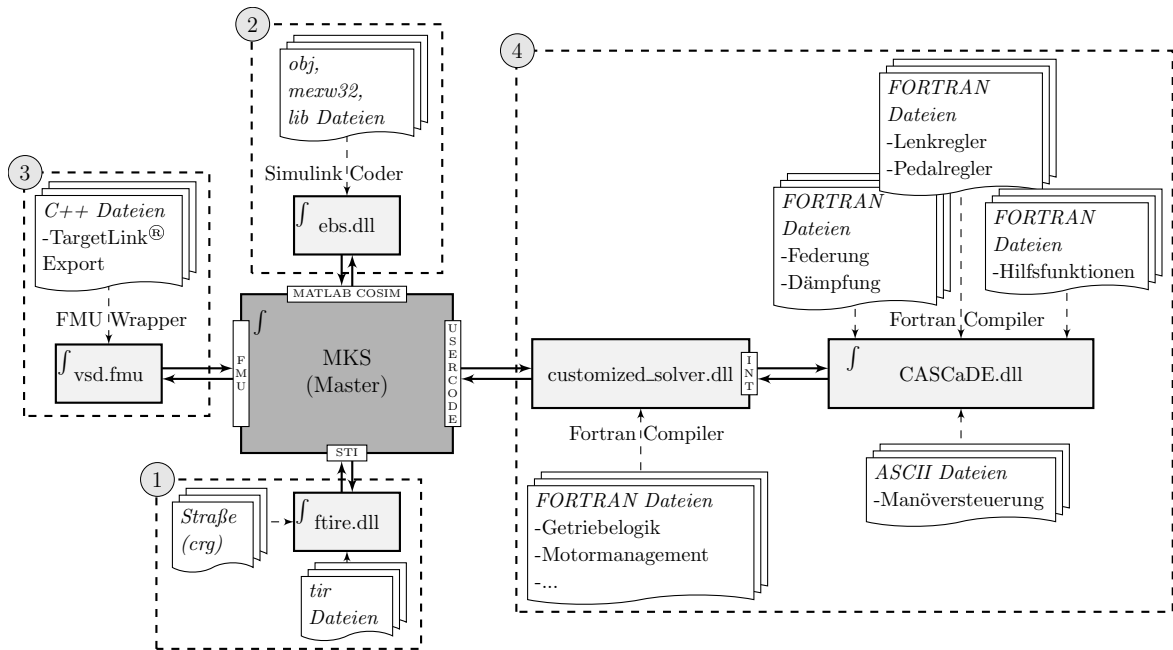


Bild 3.6: Struktur der in dieser Arbeit aufgebauten Simulationsumgebung
($\int \hat{=}$ eigener Integrator)

fügung steht. Voraussetzung sind unter anderem sogenannte System Target-Files, welche Informationen der Zielumgebung enthalten und vom jeweiligen Anbieter zur Verfügung gestellt werden.

(3) Über die FMU-Schnittstelle der MKS-Software wird in dieser Arbeit der Code des CES-Regelsystems angebunden (**vsd.fmu**). Hierfür wird das FMU aus dem Code (TargetLink® Export) des Reglers mittels eines entsprechenden Wrappers erzeugt. Der Reglercode wird wiederum entkoppelt vom MKS-Solver in Co-Simulation gelöst.

(4) Der vierte Pfad ist die Verbindung mit dem sogenannten Customized Solver, welcher eine Möglichkeit zur Erweiterung der Funktionalitäten der MKS-Umgebung bietet (**customized_solver.dll**). Im Rahmen dieser Arbeit werden in FORTRAN 77 programmierte Komponentenmodelle hierüber als User Code berücksichtigt. Außerdem werden Teilbereiche der bereits erwähnten CASCaDE-Entwicklungsumgebung über diesen Pfad mit dem Fahrzeugmodell verbunden, beispielsweise Aktorikmodelle der Federung und Dämpfung, der Fahrregler und insbesondere auch die Schnittstelle zur Manöversteuerung (Geschwindigkeits- und Wegvorgabe).

3.3 Lessons Learned zum Einsatz von SiL-Modellen

Gesamtfahrzeugmodelle oder zumindest Teilsysteme davon werden zukünftig noch detaillierter modelliert sein und Subkomponenten verschiedener domänenspezifischer Programmumgebungen enthalten, siehe Abschnitt 2.4. Für jedes dieser Modelle müssen individuelle oder teils proprietäre Schnittstellen implementiert werden. Auch der Systemlieferant muss seine Modelle üblicherweise für verschiedene Simulationswerkzeuge und Plattformen bereitstellen. Der Aufwand zur Implementierung, Validierung und Wartung der benötigten Schnittstellen ist derzeit im PKW-Entwicklungsprozess nicht vertretbar.

Abhilfe können eindeutig formulierte Lastenheftspezifikationen zur Lieferung von SiL-Modellen und bestenfalls die Bereitstellung der Subkomponente als FMU-Modell, siehe Abschnitt 2.4, schaffen. Die in dieser Arbeit formulierten empfohlenen Spezifikationen zur Lieferung eines SiL-Modells sind in Tabelle 3.1 in allgemeiner Form zusammengefasst.

Tabelle 3.1: Empfohlene Spezifikationen zur Lieferung von SiL-Regelsystemmodellen

Spezifikation	Beschreibung, notwendige Angaben/Anforderungen
Umgebung	Plattform, Betriebssystem, Compiler, Compiler- und Linker-Optionen, Versionen, Zielsoftware (bei individuellen Schnittstellen)
Updates	Meilensteine oder nach Applizierung in Messfahrzeugen
Struktur	Trennung von Sensor, Regler, Aktor zwecks besserer Austauschbarkeit und erweitertem Anwendungsspektrum
Dokumentation	
Umfang:	Enthaltene Funktionen und eventuelle Unterschiede zur Realität
Signale:	Namen, Einheiten, Vorzeichen, Bezugskoordinatensysteme
Sensoren:	angenommene Positionen im Fahrzeug, mit/ohne Erdbeschleunigung
Anwendung:	notwendige Initialisierungen, Einschränkungen aufgrund Lernphasen
Durchgängigkeit	Schnittstellen stets identisch zwecks schneller Austauschbarkeit
Varianten	Modifikation relevanter Parameter „von außen“ zur Durchführung von Parameterstudien oder Variantenbetrachtungen
Plausibilisierung	Bereitstellung Testdatensatz (Ein- und Ausgangssignale) zur Funktionskontrolle
Schnittstellen	FMI-Standard gemäß aktueller Spezifikation und definierter Eigenschaften

3.4 Modellvalidierung

Zur Validierung des Gesamtfahrzeugmodells ist der in Abschnitt 3.1.3 genannte **FKE-Prüfstand** in der MKS-Software nachmodelliert. Dies ermöglicht die Feinabstimmung und Validierung der im vertikalen Lastpfad wirksamen Feder und Puffer. Anhand der Simulation der wechselseitigen Einfederung kann zudem die Drehstabsteifigkeit eingestellt werden. Dies ist notwendig, da die Torsionssteifigkeit des Stabilisators über eine Ersatz-Drehsteifigkeit abgebildet wird. In Bild 3.7 sind Ergebnisse aus der FKE-Validierung gezeigt. Die Aufbausteifigkeit der Vorder- und Hinterachse (a) wird bis in den Puffereinsatz hinein sehr gut abgebildet. Die beim „simulierten Bremsen“ (Abschnitt 3.1.3) erzeugten Kräfte in der Zug- und Schubstrebe (b) lassen sich ebenfalls mit einer hohen Güte darstellen. Bezüglich der Elastokinematik sind beispielhaft die Spurwinkeländerungen beim „simulierten Bremsen“ dargestellt (c). Der grundsätzliche Verlauf wird wiedergegeben, einzig die ausgeprägten Hysteresen treten im Simulationsmodell nicht auf. Dies ist unter anderem der Gelenkmodellierung geschuldet, welche keinerlei Reibung und Spiel in den Gelenken abbildet. Dennoch lässt sich die Modellgüte bei quasistatischen Anregungen somit bestätigen.

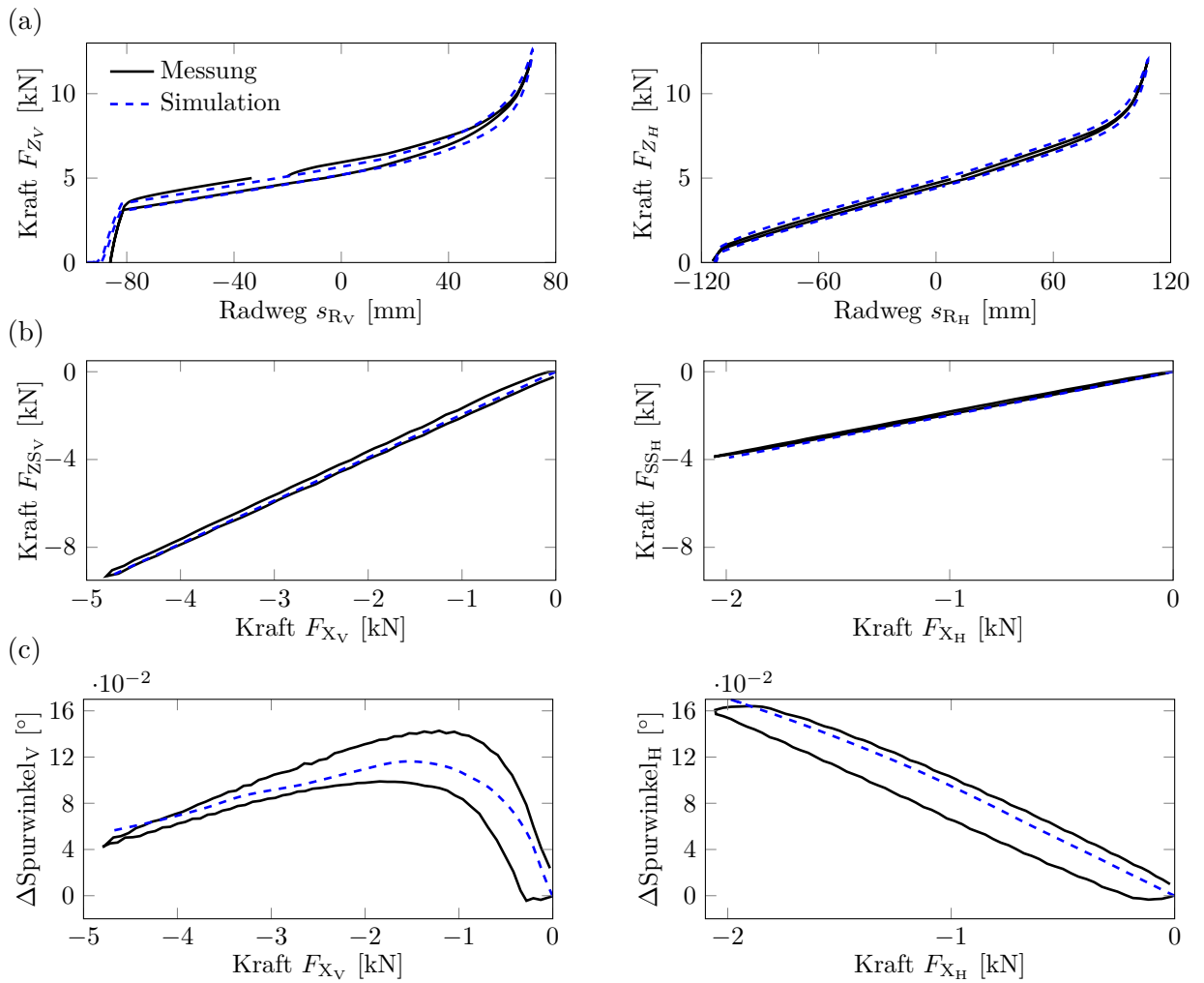


Bild 3.7: Validierung des Simulationsmodells auf Basis des FKE-Prüfstands, Messung (—) und Simulation (---): (a) gleichseitiges Einfedern, (b) simuliertes Bremsen (Bauteilkräfte), (c) simuliertes Bremsen (Spurwinkeländerung)

Um auch bei dynamischen Anregungen eine Validierung durchzuführen, kommt zudem ein **virtueller Straßensimulationsprüfstand (vSSP)** zum Einsatz. Aufbereitete Radkräfte und -momente aus realen Schlechtwegmessungen werden bei gefesselter Karosserie auf die modellierten Fahrzeugachsen aufgeprägt. Das Anregungssignal beinhaltet Messungen aller für die Ermüdungsfestigkeitsauslegung relevanten Schlechtwegstrecken. Ein Abgleich zwischen real gemessenen und simulierten Größen bei identischer Anregung kann somit vorgenommen werden. Neben dem Radeinfederungsverhalten werden insbesondere die Bauteilkräfte verglichen. Die Ergebnisse für die Vorderachse sind in Bild 3.8 in Form der Klassengrenzenüberschreitungszählungen gezeigt. Abgesehen von Ereignissen geringer Häufigkeit werden die Kollektivformen und -häufigkeiten sehr gut reproduziert. An der Hinterachse zeigt sich in Bild 3.9 ein ähnlich gutes Bild. Lediglich die Kräfte in der Führungsstrebe und dem Drehstabgestänge zeigen leichte Unterschiede in den Kollektivformen. Insgesamt lässt sich die Modellgüte somit auch bei dynamischen Anregungen bestätigen. Für die Validierung der Simulationsmodelle der Verstelldämpfung und Luftfeder wird auf

Kapitel 6 verwiesen.

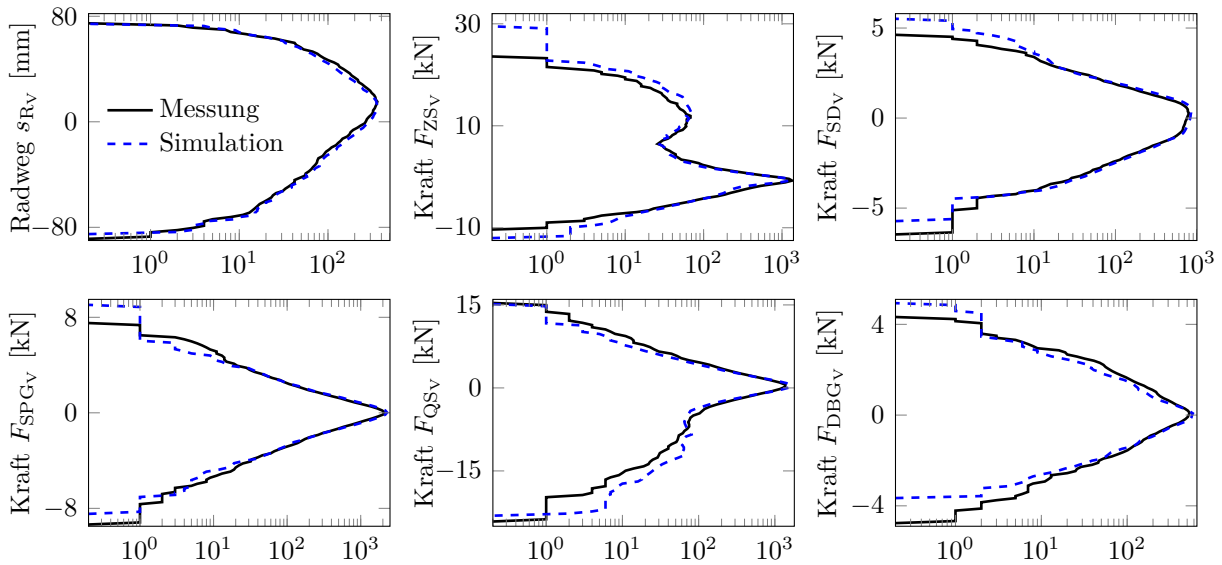


Bild 3.8: Validierung des Simulationsmodells auf Basis des vSSP-Prüfstands, Messung (-) und Simulation (--): Klassengrenzenüberschreitungen (jeweils über der Häufigkeit n [-]) verschiedener Validierungsgrößen, Vorderachse

Für die Grundsatzuntersuchung im Rahmen dieser Arbeit sind vereinzelt vereinfachte Modellierungsansätze gewählt, um eine zielgerichtete Analyse der hier relevanten Vorgänge durchzuführen. Die Modellgüte wird dennoch als ausreichend betrachtet. Tabelle 3.2 zeigt eine Abschätzung der hierdurch resultierenden Einschränkungen im Gültigkeitsbereich, deren Auswirkungen auf die Ergebnisse und jeweilige Verbesserungspotentiale für weitere Analysen.

Tabelle 3.2: Gültigkeitsbewertung und Verbesserungspotentiale für in dieser Arbeit gewählte Modellansätze (Auswahl) hinsichtlich der Verwendung bei Schlechtwegsimulationen

Komponente	Modellansatz	Gültigkeitsbereich, Einschränkungen	Bewertung	Verbesserungspotential
Fahrwerksstreben, Karosserie	starre Körper, Massen, Trägheitseigenschaften	keine Verformungen	elastische Verformungen bei hohen Kräften in Zug- und Schubstreben möglich (Kanaldeckelbremsung mit impulsartiger Belastung)	flexible Körper mit reduzierter Anzahl an Freiheitsgraden zur Abbildung linearer Verformungen (Stand der Technik)
Gummilager	einachsiale Kelvin-Voigt Krafterelemente	lineares Verhalten im Frequenzbereich, keine amplitudenabh. Steifigkeit	-Anregungen in breitem Frequenz- und Amplitudenbereich, Verlustwinkel jedoch lediglich gültig für eine Frequenz -Mehrachsiale Belastungen insb. bei Fahrschemel- und Federlenkerlager während Bremsungen	-höherwertige Gummilagermodelle [89] -Berücksichtigung Mehrachsialität
Hydrolager (Zugstrebe)	"	"	aufgrund stark frequenzabh. Dämpfung größere Abweichungen als bei reinen Gummilagern möglich	"
EPS	von Torsionsstabverdrehung linear abh. Unterstützungskraft	rein physikalische Steuerung	-allg. Defizit unabh. von Schlechtweganregung -evtl. Einfluss auf Lenkmomente und Spurstangenkräfte	Implementierung Reglermodell zur Abbildung aktiv geregelter Unterstützungskräfte
Gelenke	ideale Bindungselemente, keine Reibung	Elastokinematik evtl. nicht korrekt abgebildet	-Vernachlässigung von Reibung und Stick-Slip Effekten aufgrund vergleichsweise geringem Kraftniveau zulässig -Vernachlässigung aus fahrdynamischer Sicht evtl. unzulässig	Berücksichtigung von Reibungsansätzen [49] zur korrekten Abbildung der Elastokinematik
Schwingungsdämpfer	Kennlinie ohne Reibung (Kapitel 4/5)	mittlerer Geschwindigkeitsbereich	-Vernachlässigung von Reibung aufgrund vergleichsweise geringem Kraftniveau zulässig -Kavitationseffekte bei hohem v nehmen Einfluss auf den Dämpferkraftaufbau und das Gesamtfahrzeugverhalten	Verwendung teil-/physikalischer Modelle mit Abbildung dynamischer Effekte (siehe Kapitel 6)

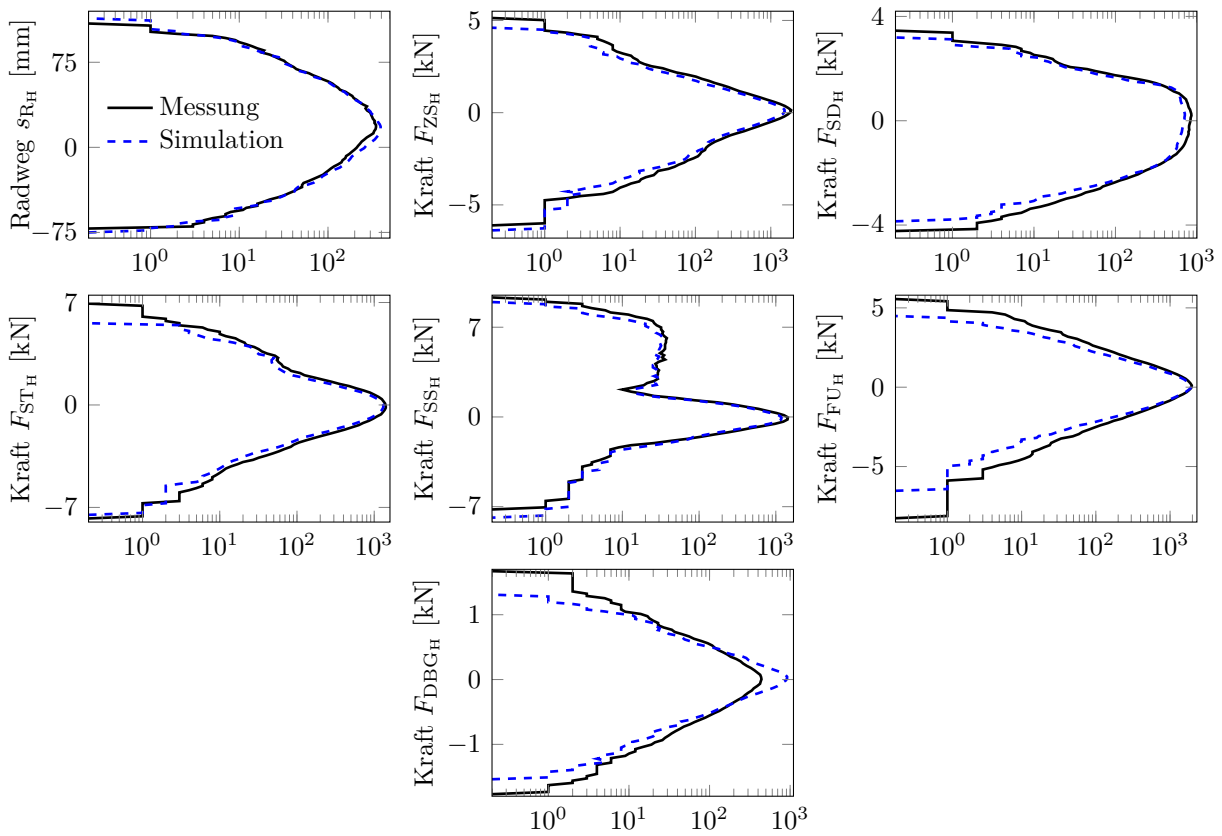


Bild 3.9: Validierung des Simulationsmodells auf Basis des vSSP-Prüfstands, Messung (-) und Simulation (- -): Klassengrenzenüberschreitungszählungen (jeweils über der Häufigkeit n [-]) verschiedener Validierungsgrößen, Hinterachse

Kapitel 4

Experimentelle und simulative Analyse von Bremsmanövern

Im Straßenverkehr entstehen immer wieder Situationen, bei denen Bremsungen mit maximalen Verzögerungen notwendig sind. Zur Gewährleistung der Fahrstabilität sind meist Bremsregeleingriffe des ABS erforderlich (Abschnitt 2.2.2). Die während diesen Bremsungen auftretenden Fahrwerksbelastungen müssen im Kundenkollektiv (Abschnitt 2.1.4) berücksichtigt werden. Zu den auslegungsrelevanten Manövern zählen daher auch geregelte Bremsungen auf verschiedenen Straßenoberflächen. In diesem Kapitel werden die Möglichkeiten zur Umsetzung dieser Manöver in der Gesamtfahrzeugsimulation untersucht, die erreichbare Ergebnisgüte diskutiert sowie Empfehlungen für zukünftige Lastdatensimulationen gegeben. Der auf dem Steuergerät des Versuchsfahrzeugs (Abschnitt 3.1.1) aufgespielte Reglercode wird hierfür als SiL-Modell in die Simulation eingebunden (Abschnitt 3.2).

In Abschnitt 4.1 werden die Grundlagen der Untersuchung erläutert. Neben der Beschreibung der Manöver sowie der Wirkzusammenhänge im Bremsregelkreis wird auch auf den Stand der Forschung eingegangen. In Abschnitt 4.2 wird die Güte des hier verwendeten Gesamtfahrzeugmodells anhand der von Mack [60] vorgeschlagenen sogenannten Open-Loop Methode bewertet. Aufbauend auf den Stand der Forschung werden in Abschnitt 4.3 bestimmte Modellkomponenten analysiert und für den Einsatz in der Gesamtfahrzeugsimulation erweitert. Da die Verfügbarkeit des Original-Reglercodes oft nicht gewährleistet ist, werden auch alternative Regleransätze vorgestellt. Die so erreichbare Ergebnisgüte wird in Abschnitt 4.4 anhand des Vergleichs mit Messdaten diskutiert.

4.1 Vorbetrachtungen

In diesem Abschnitt werden die Grundlagen für die Untersuchung vorgestellt. Neben der Manöverbeschreibung mit Betrachtung von charakteristischen Radkräften sowie der prinzipiellen Darstellung der Komponenten des Bremsregelkreises werden die bisherigen Erkenntnisse aus der Literatur zusammenfassend dargestellt. Hieraus werden die Untersuchungsziele für die nachfolgenden Abschnitte abgeleitet.

4.1.1 Manöverbeschreibungen und charakteristische Lasten

Für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis werden Bremsungen auf einer asphaltierten ebenen Straßenoberfläche (im Folgenden Asphaltbremsung genannt) sowie einer Schlechtwegstrecke mit stochastischer Oberfläche (Schlechtwegbremsung) durchgeführt. Die Geschwindigkeit bei Bremsbeginn beträgt jeweils $v = 60 \text{ km/h}$. Als Sonderereignis wird zudem eine Bremsung auf einer Fahrbahn mit aufeinanderfolgenden kanaldeckelähnlichen Vertiefungen (Kanaldeckelbremsung) vorgenommen. Hierbei wird aus $v = 50 \text{ km/h}$ heraus gebremst. Die Kanaldeckel werden bei diesem Manöver mit der linken Fahrzeugseite durchfahren, während die rechte Fahrzeugseite über Kopfsteinpflaster fährt. Die Bremsungen erfolgen bei Geradeausfahrt möglichst ohne Lenkradbetätigung. Ausschnitte der Schlechtwegstrecken sind in Bild 4.1 gezeigt.

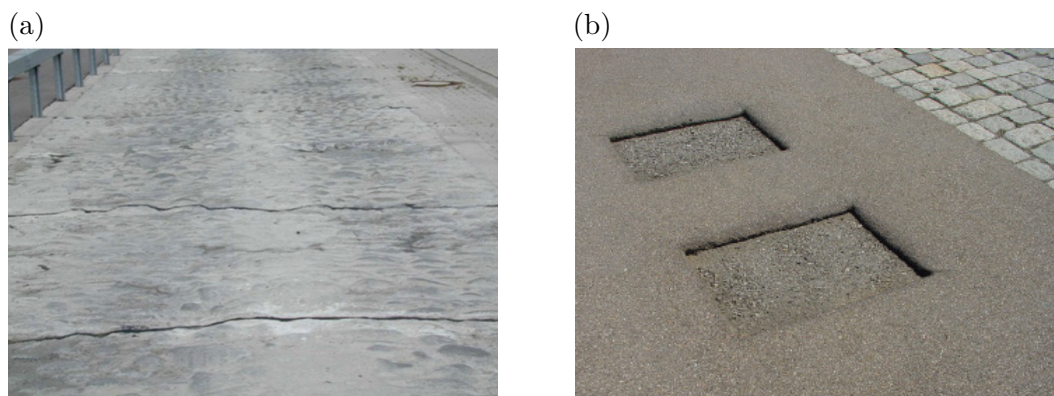


Bild 4.1: Schlechtwegstrecken: (a) stochastisch (Schlechtwegbremsung), (b) quasi-deterministisch (Kanaldeckelbremsung)

Der charakteristische Verlauf der Radlängskräfte während der **Asphaltbremsung** ist in Bild 4.2 (a) gezeigt. Es lassen sich drei Phasen definieren: Phase 1 umfasst den stabilen Bremskraftaufbau und endet üblicherweise mit dem Bremskraftmaximum und Übergang in den instabilen Bereich (siehe Abschnitt 2.2.1). In Phase 2 findet die Bremsregelung mit dem charakteristischen Öffnen und Schließen der Bremse statt, in diesem Fall erkennbar an den beiden Kraftschwingzyklen (siehe Abschnitt 2.2.2). Phase 3 beginnt mit dem Fahrzeugstillstand beziehungsweise Übergang von Gleit- zu Haftreibung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe. In der Folge spiegelt sich die abklingende Nickschwingung des Aufbaus in den Kräften wider. Diese ist gekennzeichnet durch eine positive erste Kraftamplitude. Zudem bleibt das Fahrzeug nach den Schwingungen in einem verspannten Zustand stehen, erkennbar an den verbleibenden Längskräften. Der fiktive Summenschädigungsverlauf in Bild 4.2 (b) zeigt, dass der schadigungsdominierende Anteil der Spanne zwischen Kraftmaximum und -minimum entspricht. Der Verlauf in Phase 2 hat daher keinen bedeutenden Einfluss auf den reinen Schädigungsinhalt der Radlängskräfte. In den Radseitenkräften kommt es aufgrund von Radschwingungen um die Hochachse hingegen zu schadigungsdominierenden Kraftschwingungen [60]. Die maximale Spanne beträgt jedoch lediglich $S_{\max, F_Y} \approx 1.5 \text{ kN}$. In Verbindung mit den Radlängskräften ergeben sich somit beispielsweise für die Querstrebenkraft der Vorderachse bei anderen Manövern deutlich höhere Kräfte (vergleiche hierzu beispielsweise Bild 4.7 mit Bild 4.17 oder Bild 6.22). Die Bremsungen auf ebener Straße dienen somit primär der Bemessung von in Längsrichtung

angeordneten Fahrwerksbauteilen.

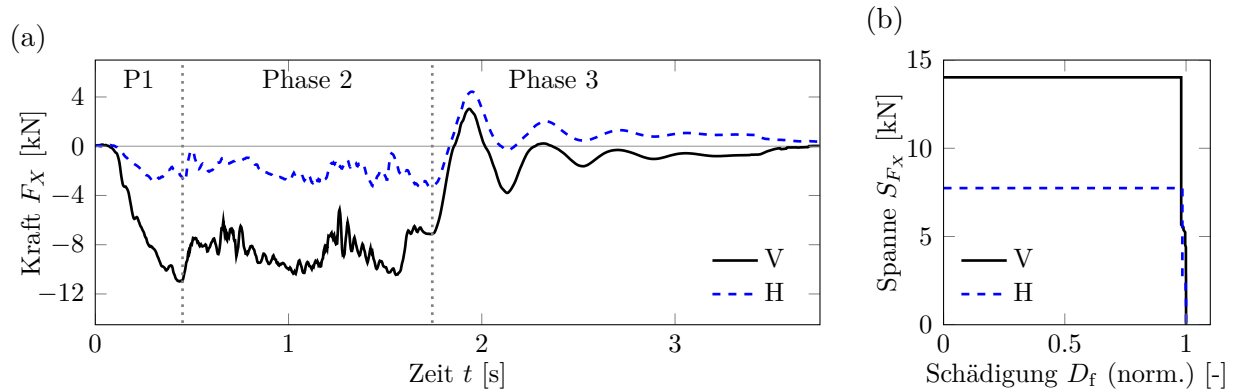


Bild 4.2: Asphaltbremsung, gemessene Radlängskräfte der Vorder- (V) und Hinterachse (H), jeweils linke Fahrzeugseite: (a) Zeitverlauf mit Bremsphasen entsprechend dem Kraftsignal der Vorderachse, (b) normierte fiktive Summenschädigung

Die **Schlechtwegbremsung** führt in den Radlängskräften zu einer anderen Charakteristik, siehe Bild 4.3. Durch die stochastischen Anregungen der Straßenoberfläche werden

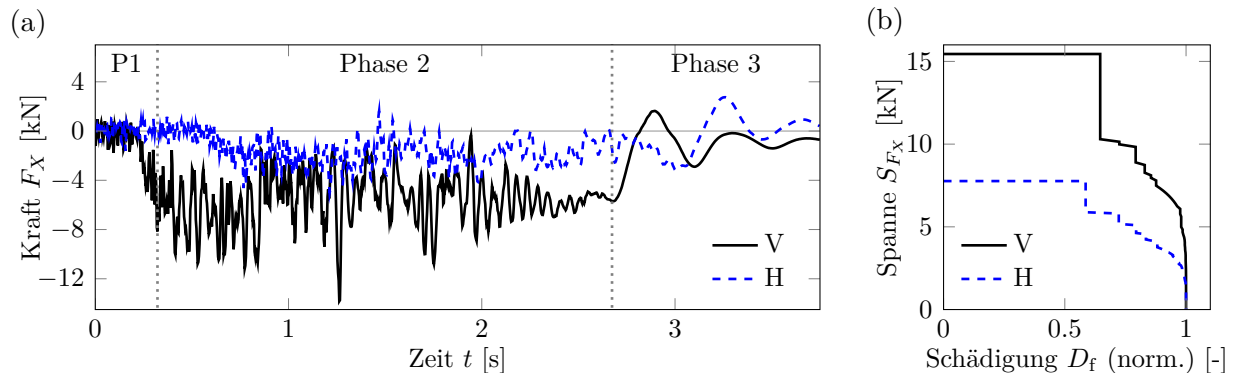


Bild 4.3: Schlechtwegbremsung, gemessene Radlängskräfte der Vorder- (V) und Hinterachse (H), jeweils linke Fahrzeugseite: (a) Zeitverläufe mit Bremsphasen entsprechend dem Kraftsignal der Vorderachse, (b) normierte fiktive Summenschädigung

permanent Radlastveränderungen induziert, was zur Verhinderung des Blockierens eines Rades eine höhere Regleraktivität erfordert. Zudem werden Kraftimpulse aufgrund der Unebenheiten der Straße in das Fahrwerk eingeleitet. Im Vergleich zur Asphaltbremsung ist das Bremskraftpotential zwar geringer und der Bremsweg somit länger, aber die Kraftschwingzyklen in Phase 2 beeinflussen den Schädigungsinhalt deutlicher. Außerdem sind die Radseitenkräfte bei diesem Manöver wesentlich höher als bei der Bremsung auf ebener Straße und somit auch im Gesamtauslegungskontext relevant, siehe Abschnitt 4.4.

Bei der zu den Sonderereignissen zählenden **Kanaldeckelbremsung** sind insbesondere die betragsmäßig wirkenden Maximalkräfte von Interesse. Diese treten im Bereich der ersten beiden Vertiefungen – bei noch hoher Fahrzeuggeschwindigkeit – auf, was am charakteristischen Verlauf der Radlängskräfte in Bild 4.4 erkennbar ist. Der restliche Brems-

verlauf ist daher von untergeordneter Bedeutung, weswegen der genannte Bereich bei den nachfolgenden Analysen besonders berücksichtigt werden muss.

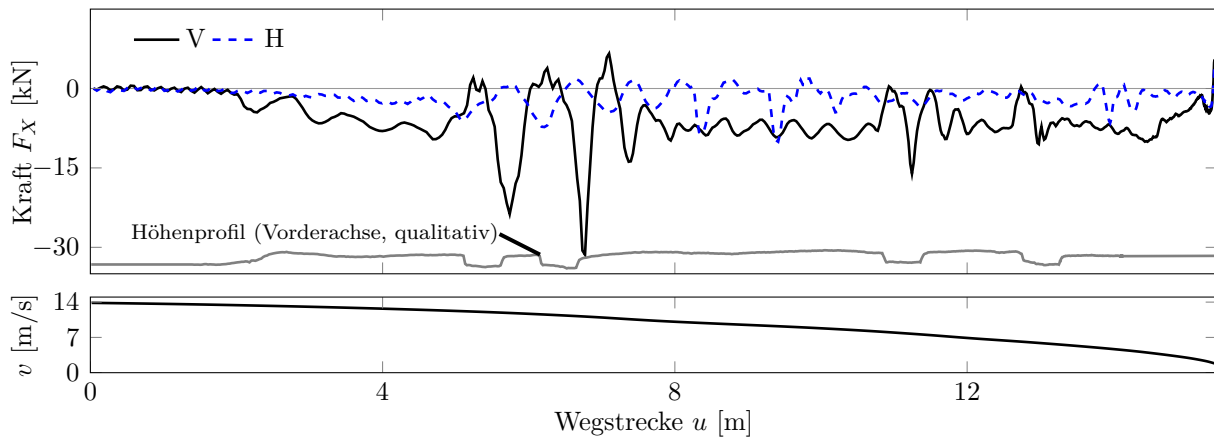


Bild 4.4: Kanaldeckelbremsung: (oben) gemessene Radlängskräfte der Vorder- (V) und Hinterachse (H) sowie Skizzierung des Vorderachshöhenprofils, (unten) Geschwindigkeitsverlauf, jeweils in Abhängigkeit der Wegstrecke u

4.1.2 Der Bremsregelkreis

Zur besseren Nachvollziehbarkeit der nachfolgenden Untersuchungen bietet sich die in Bild 4.5 gezeigte Unterteilung des Bremsregelkreises, gemäß den Grundlagen der Regelungstechnik, in die Bestandteile Regler, Aktorik, Regelstrecke und Sensorik an.

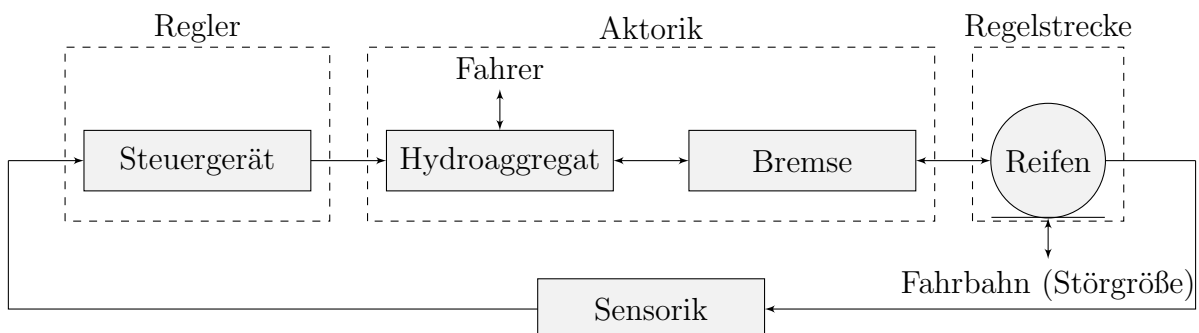


Bild 4.5: Komponenten im Bremsregelkreis

Der **Fahrer** selbst wirkt durch die Betätigung des Fahrpedals, Lenkbewegungen und insbesondere einer Bremspedalkraft direkt auf den Bremsregelkreis ein. Sobald der Fahrer eine genügend hohe Bremskraft aufgebaut hat, um den Reifen in den instabilen Bereich zu bringen (siehe Abschnitt 2.2.1), wird die Regelung aktiv. Bezüglich der **Fahrbahn** ist neben dem Reibwert auch das Profil von großer Bedeutung. Speziell auf betriebsfestigkeitsrelevanten Schlechtwegstrecken führen die starken Radlastschwankungen zu einem ebenfalls stark variierenden Bremskraftpotential. Da übliche Reglertaktraten im Bereich von einer oder wenigen Millisekunden liegen, kommt bei der Bereitstellung der Raddrehzahlen (**Sensorik**) insbesondere den Signallaufzeiten eine große Bedeutung zu. Das **Steuergerät** mit dem darauf befindlichen Reglercode ist für die Vorgabe der Ventilansteuersignale verantwortlich.

Dies geschieht abhängig von den aktuellen Fahrzustandsgrößen, aber auch insbesondere von der Vorgeschichte der Regelung (siehe Abschnitt 2.2.2). Über das **Hydroaggregat** mit angeschlossenem Hydraulikkreis wird der Bremsdruck am jeweiligen Radbremszylinder aufgebaut. Verzögerungen im Bremsdruckaufbau kommen aufgrund des begrenzten Leistungsvermögens der Hydraulikpumpe sowie durch Ventildynamiken und Leitungslängen zustande. Die Umwandlung des Bremsdruckes in ein Bremsmoment geschieht durch die reibschlüssige Kraftübertragung in der **Bremse**. Die maximal absetzbare Bremskraft wird schlussendlich durch den **Reifen** bestimmt. Die dort stattfindende Kraftübertragung im Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn ist in Abschnitt 2.2.1 behandelt.

Bereits diese vereinfachte Betrachtung zeigt, dass die Bremsregelung von vielen Faktoren beeinflusst wird. Noch nicht berücksichtigt sind die Einflussgrößen von Fahrwerk und Fahrzeugaufbau. Hierauf wird im nächsten Abschnitt näher eingegangen.

4.1.3 Stand der Forschung zur Simulation von Bremsmanövern

Wie in Kapitel 1 beschrieben, wurde von Bretthauer u. a. [16] sowie Mack [59, 60] eine Validierung von MKS-Gesamtfahrzeugsimulationen für geregelte Vollbremsungen vorgenommen. Nachfolgend werden die dort erarbeiteten Erkenntnisse kurz zusammengefasst.

Räder & Reifen

Anhand einer vereinfachten Betrachtung am freigeschnittenen gebremsten Rad hat Mack [60] die Bewegungsgleichungen aufgestellt und die wesentlichen Parameter mit Einfluss auf die Radmittenkräfte und -momente sowie mit Einfluss auf die Radbewegungen dargestellt. Der Bedatung der Massenträgheitsmomente der Räder und aller weiteren rotierenden Komponenten (Reifen, Felge, Bremsscheibe) um jeweils alle drei Achsen kommt eine hohe Bedeutung zu. In der Hauptrotationsachse des Rades (Raddrehachse) wird durch das Massenträgheitsmoment die Dynamik des Raddrehzahlverlaufs beeinflusst, und somit auch der Radschlupf und Regelungsablauf. Um die beiden anderen Drehachsen (x_W und z_W , siehe Bild 0.1) nehmen die Massenträgheitsmomente Einfluss auf das Radschwingungsverhalten während der Bremsung, was für die Belastung der quer zur Fahrtrichtung angeordneten Streben mit verantwortlich ist. Auch die Radmasse hat, insbesondere auf Schlechtwegstrecken, großen Einfluss auf die translatorischen Radträgheitskräfte und somit auf die in das Fahrwerk eingeleiteten Belastungen. Zur korrekten Schlupfberechnung muss zudem der dynamische Rollradius im Fahrzeugmodell dem im Regler hinterlegten Wert entsprechen. Hohe Kräfte bei Bremsungen und insbesondere auf Schlechtweg führen mitunter zu großen Formänderungen der Reifenlatschfläche. Um die Kraftangriffspunkte, und somit die Hebelarme für Lenk- und Sturzmoment (Reifennachlauf und -seitenversatz), korrekt abzubilden, sollten physikalische Reifenmodelle verwendet werden. Auch wird gezeigt, dass die Raddrehzahleinbrüche einen großen Einfluss auf die entstehenden Kräfte haben und diese wesentlich von der Reifencharakteristik abhängen. Daher wird empfohlen, sehr großen Wert auf die korrekte Abbildung des Reifenreibwertverlaufs $\mu_R(s_B, F_Z, \mu_S)$ zu legen. Wie in Abschnitt 2.2.1 gezeigt, ist dieser vom Bremsschlupf s_B , der Radlast F_Z und der Oberflächenbeschaffenheit des Kontaktpartners (hier als Straßenreibwert μ_S bezeichnet) abhängig. Die Reifenhorizontalkraft

$$F_X = \mu_R(s_B, F_Z, \mu_S) \cdot F_Z \quad (4.1)$$

ist zudem noch abhängig von der aktuellen Radlast F_Z . Mack empfiehlt, den Straßenreibungswert entweder anhand der Open-Loop Simulation (siehe Abschnitt 4.2) oder aber anhand der Erfahrungswerte von Verzögerungen anzupassen.

Radlast

Die übertragbaren horizontalen Radkräfte sind stark abhängig von der aktuellen Radlast (Gleichung (4.1)). Die statische Radlast und insbesondere die dynamische Radlastverlagerung müssen daher durch eine korrekte Abbildung des Gesamtfahrzeugs sicher gestellt sein. Als beispielhafte Einflussparameter nennen die Autoren das Gewicht der ungefederten Massen, die Schwerpunktlage des Gesamtfahrzeugs, die Stoßdämpfer-, Aufbaufeder- und Pufferkennungen, die radiale Reifenfederung sowie die Achsgeometrie. Bei wechselseitiger Einfederung auf Schlechtweg nimmt zudem der Drehstab Einfluss auf die Radlasten.

Achsgeometrie

Am Beispiel der McPherson Radaufhängung werden in [60, 78] die wesentlichen Parameter mit Einfluss auf die in das Fahrwerk eingeleiteten Kräfte und Momente beschrieben. Insbesondere über den Bremskraft-, Seitenkraft- und Radlasthebelarm werden hohe Lenkmomente mit Einfluss auf die Spurstangen- und Querlenkerkraft in das Fahrwerk eingeleitet. Hierbei kommt es neben einer korrekten Achskinematik und -elastokinematik insbesondere auf einen korrekten Reifenradius an.

Aktorik

Das Regelsystemmodell liefert üblicherweise lediglich die am Radbremszylinder anliegenden Bremsdrücke. Die Radbremse selbst stammt meist von einem weiteren Zulieferer und ist nicht im Modell enthalten. Die wesentliche Eigenschaft, der variable Reibwert zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe, muss jedoch modelliert werden. In den Arbeiten von [16, 59, 60] wird gezeigt, dass hierfür die Annahme eines konstanten Reibwertes zu unrealistischen Bremsdrücken führt. Daher wird der Bremsenreibwert dort als zeitabhängiger Faktor in der Simulation verwendet. Der Verlauf stammt aus einer Annäherung an den aus Messsignalen berechneten Reibwertverlauf

$$\mu_B = \frac{M_B}{p_B \cdot c_p}. \quad (4.2)$$

Hierfür werden die Bremsmomente M_B und Bremsdrücke p_B sowie der sogenannte, konstruktiv bedingte, Bremsenbeiwert c_p benötigt.

Regler

Der Vollständigkeit halber sei erwähnt, dass Mack [60] bezüglich des Reglers darauf hinweist, dass stets der neueste Entwicklungsstand des Regelsystemmodells vorliegen muss.

4.1.4 Ableitung von Untersuchungszielen

Der Stand der Forschung zeigt, dass Geradeausbremsungen auf ebener Straße sowie Schlechtweg simulativ dargestellt werden können. Der Aufwand hierfür ist jedoch sehr hoch und so im Entwicklungsprozess nicht immer leistbar, siehe auch [14, 15].

Das von Mack [60] vorgestellte Reibwertmodell zur Darstellung der Radbremscharakteristik ist streng genommen nur für einen exemplarischen Pedalbetätigungs-, Geschwindigkeits- und Regelungsverlauf gültig und muss der jeweiligen Manöverborgabe (z.B. Variation der Fahrzeuggeschwindigkeit) angepasst werden. Daher wird in Abschnitt 4.3 ein phänomenologischer Ansatz beschrieben, welcher in Abhängigkeit von Raddrehzahl und Bremsdruck die Reibwertcharakteristik der Radbremse wiedergibt.

Für die Phase 2 der Bremsung empfiehlt Mack [60], stets den neuesten Entwicklungsstand des Regelsystemmodells zu verwenden. Auf die Güte dieses Modells selbst wird nicht eingegangen. Zudem kann nicht in allen Entwicklungsphasen gewährleistet werden, den exakt im Messfahrzeug vorhandenen Reglerstand als SiL-Modell zu erhalten oder aber es existiert überhaupt kein Regelsystemmodell. Daher werden in Abschnitt 4.3 zwei unterschiedlich detaillierte Regelsystemmodelle vorgestellt, welche für einen fahrzeugunabhängigen Einsatz in Frage kommen können.

Die dritte Phase wird von Mack [60] gar nicht behandelt. Die Nickschwingungen des Aufbaus nehmen jedoch großen Einfluss auf die Bauteilschädigungen, weswegen dieses Phänomen näher betrachtet werden muss, siehe Abschnitt 4.3.

Voraussetzung für die genannten Untersuchungen ist ein valides Gesamtfahrzeugmodell. Ergänzend zu den in Abschnitt 3.4 bereits durchgeführten Betrachtungen wird daher im nächsten Abschnitt eine speziell auf Bremsmanöver ausgerichtete Validierung vorgenommen.

4.2 Validierung im offenen Regelkreis

Bei den in Abschnitt 3.4 bereits durchgeführten Validierungen des Gesamtfahrzeugmodells am Beispiel von quasistatischen (FKE) und dynamischen (vSSP) Anregungen wird kein Reifenmodell verwendet. Um dessen Eignung zur Abbildung der bei Bremsungen auftretenden Raddrehzahleinbrüche zu überprüfen, bietet sich der in [60] vorgestellte Ansatz des offenen Regelkreises (sogenannte Open-Loop Methode) an. Die bei Bremsungen auf ebenem Asphalt in der Radrotationsachse aufgezeichneten Messfelgenmomente werden bei identischer Geschwindigkeit als Bremsmomente in der Gesamtfahrzeugsimulation aufgeprägt. Es findet somit keine Bremsregelung statt.

Anhand Gleichung (2.9) und (2.10) lassen sich die in Bild 4.6 gezeigten Reibwert-Schlupf-Kurven berechnen. Es gilt zu beachten, dass diesen keine konstante Radlast zugrunde liegt, weswegen sich eine davon abhängige Streubreite der Punktwolken ergibt. An der Vorderachse (a) fällt auf, dass zwar das Reibwertmaximum in der Simulation in etwa getroffen wird und das Rad in den instabilen Bereich kommt. Die bei weiterer Schlupfzunahme ($s_{B_V} \geq 0.3$) folgende Reibwertabnahme ist im Vergleich zur Messung aber wesentlich geringer. Die Auswertung der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Gesamtfahrzeugmessungen zeigt jedoch, dass Schlupfwerte dieser Größenordnung insbesondere beim ersten Raddrehzahleinbruch erreicht werden, was durch die Analysen von [41] bestätigt wird. Daraus lässt sich schließen, dass bei der Simulation im geschlossenen Regelkreis aufgrund des erhöhten Längskraftpotentials weniger stark ausgeprägte Raddrehzahleinbrüche und kürzere Bremswege zu erwarten sind. An der Hinterachse (b) zeigt sich, dass in der Simulation der instabile Bereich nicht erreicht wird. Das Längskraftpotential ist somit wesentlich höher als in der Messung. Mit dieser Reifenmodellparametrierung würden daher

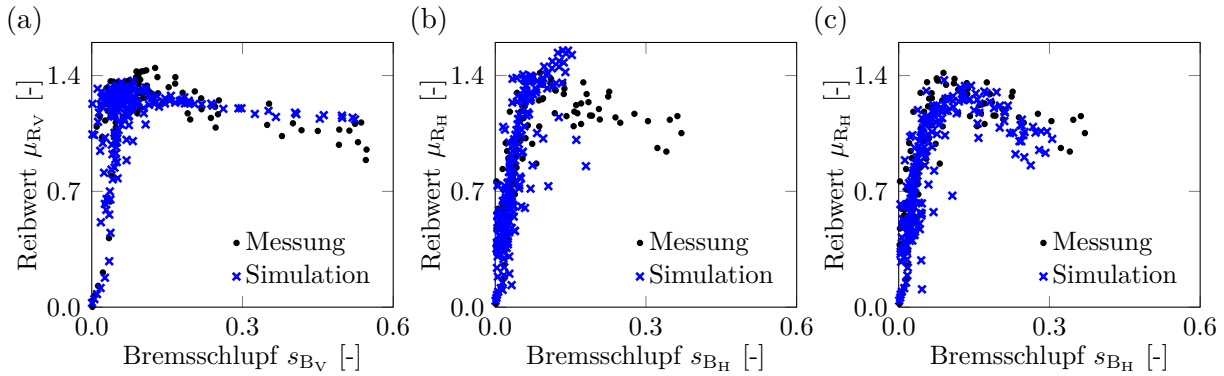


Bild 4.6: Reibwert-Schlupf-Kurven: (a) Vorderachse, (b) Hinterachse, (c) Hinterachse mit reduziertem Straßenreibwert

im geschlossenen Regelkreis keine Regeleingriffe stattfinden. Über eine Modifikation des Reibkennfeldes des FTire-Reifenmodells könnten Verbesserungen erzielt werden. Anders als beim Pacejka-Reifenmodell, bei welchem der Reibwertverlauf anhand einer einfachen analytischen Funktion beschrieben ist, sind hierfür jedoch Anpassungen von zwölf Parametern notwendig, welche den Reibwert in Abhängigkeit vom Druck der Kontaktpunkte im Reifenlatsch sowie deren Relativgeschwindigkeit beschreiben. Für den Anwender bleibt somit lediglich die Möglichkeit der Skalierung aller Betriebszustände des Reibkennfeldes gemeinsam über den sogenannten Straßenreibwert μ_s . Daher wird für die nachfolgenden Untersuchungen an den Reifenmodellen der Hinterachse eine Skalierung aller Betriebszustände vorgenommen, die Reifenmodelle an der Vorderachse bleiben davon unberührt. Die resultierende Reibwert-Schlupf-Kurve ist in (c) zu sehen. Das Reibwertmaximum wird reduziert und das Rad kommt in den instabilen Bereich. Diese notwendige Änderung lässt darauf schließen, dass die hier ursprünglich verwendete Reifenmodellparametrierung die Radlastabhängigkeit des Schlupfes nicht exakt wiedergibt. Es gilt zu beachten, dass die Änderungen am Reibkennfeld Einfluss auf weitere Charakteristiken des physikalischen Reifenstrukturmodells haben, wie beispielsweise den Aufbau von Seitenkräften. Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus jedoch zunächst auf der Darstellung der Bremsvorgänge und der damit verbundenen Raddrehzahleinbrüche.

Neben der Bewertung der Reifenmodelle bietet die Validierung im offenen Regelkreis die Möglichkeit, einen direkten Vergleich der resultierenden Bauteilkräfte während Bremsungen vorzunehmen. In Bild 4.7 sind beispielhafte Kraftverläufe dargestellt. Der charakteristische Verlauf sowie die Größenordnung der Kräfte werden sehr gut reproduziert. Auffallend sind die in der Simulation weniger stark ausgeprägten Schwingungen in der Querstrebenkraft F_{QSV} . Diese werden zunächst durch das Blockieren und Wiederbeschleunigen eines Rades angeregt, was zu Radschwingungen um die Hochachse führt. Treten am linken und rechten Rad unterschiedliche Bremskräfte auf, werden diese Schwingungen über die Lenkungsverbindung und damit auch durch das Fahrerlenkverhalten weiter verstärkt. Auch Mack [60] konnte diese Schwingungen nicht vollständig abbilden, und hat sich der Problematik über die Fixierung des Lenkrads auf den Lenkradwinkel $\delta_H = 0^\circ$ sowie der Reduzierung der Torsionssteifigkeit der Lenksäule angenähert.

Im Rahmen dieser Arbeit ist eine weitere Untersuchung dieser Problematik nicht möglich, da das Simulationsmodell der in diesem Pfad wirkenden elektrischen Servolenkung

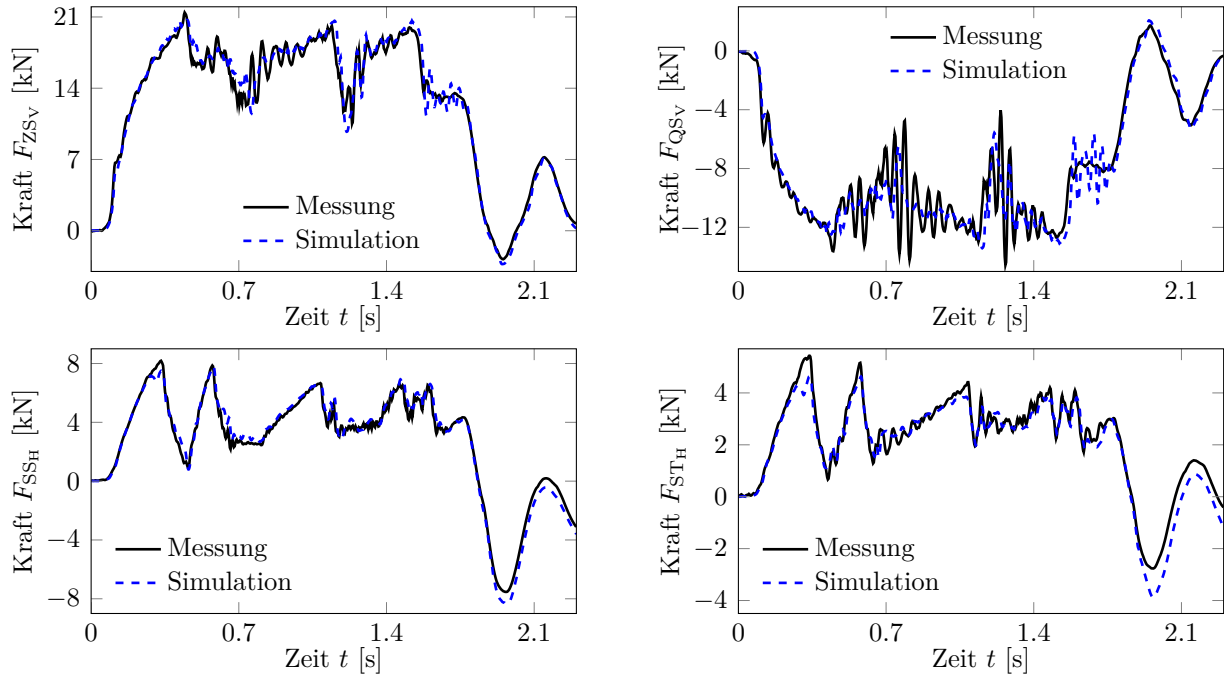


Bild 4.7: Validierung im offenen Regelkreis: Vergleich verschiedener Bauteilkräfte der Vorder- (V) und Hinterachse (H).

aufgrund fehlender Messdaten nicht validiert werden konnte. Zudem könnten die Schwingungen durch den Einsatz von flexiblen Körpern, aufgrund der hohen wirksamen Belastungen, ebenfalls besser dargestellt werden (siehe Tabelle 3.2).

Dennoch lässt sich aus den in diesem Abschnitt sowie Abschnitt 3.4 durchgeführten Validierungen zeigen, dass der Lastpfad vom Bremsmoment zu den Fahrwerksbauteilen hinreichend genau im Gesamtfahrzeugmodell abgebildet, und dieses somit für die nachfolgenden Untersuchungen geeignet ist.

4.3 Weiterführende Untersuchungen verschiedener Modellkomponenten

Auf die Umsetzung der in Abschnitt 4.1.4 abgeleiteten Untersuchungsziele wird in diesem Abschnitt eingegangen. Die Betrachtung der verschiedenen Modellkomponenten lässt sich, gemäß ihrem maßgeblichen Einfluss, den drei Phasen der Bremsung zuordnen, siehe auch Bild 4.2: Ein **Reibwertmodell** zur Darstellung der Radbremscharakteristik ist während der gesamten Bremsung relevant, jedoch zeigt sich in Phase 1 ein besonders hoher Einfluss auf die auslegungsrelevanten Lastmaxima. In Phase 2 ist der Bremsablauf maßgeblich durch die Regelungsaktivitäten und somit dem **Reglermodell** bestimmt. Am Ende der Bremsung in Phase 3 führen die sogenannten **Stillstandschwingungen** des Fahrzeugaufbaus zu hohen auslegungsrelevanten Lasten.

4.3.1 Reibwertmodell (Phase 1)

Die reibschlüssige Kraftübertragung der Bremse wandelt den Bremsdruck in ein Bremsmoment. Die Messungen in Bild 4.8 zeigen, dass dieser Zusammenhang (siehe (4.2)) einer signifikanten Dynamik unterliegt. Auch wenn unabhängige Einflussgrößenbetrachtungen

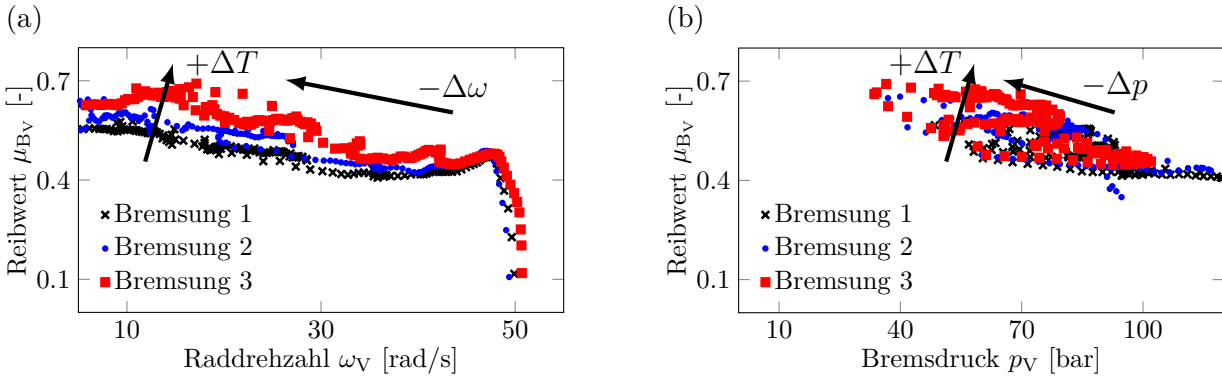


Bild 4.8: Reibwert der Materialpaarung Bremsbelag/Bremsscheibe für drei aufeinanderfolgende Messungen im Gesamtfahrzeug: In Abhängigkeit der (a) Raddrehzahl und (b) des Bremsdruckes.

in Gesamtfahrzeugmessungen nicht möglich sind, so lassen sich zumindest Tendenzen erkennen: Der Reibwert steigt bei jeder weiteren Bremsung an. Dies ist auf fehlende Abkühlphasen und somit eine jeweils höhere Temperatur ($+\Delta T$) der Reibpartner zurückzuführen. Zudem nimmt er jeweils mit sinkender Raddrehzahl ($-\Delta\omega$) zu und steigt mit abnehmendem Druck ($-\Delta p$). Gemäß Breuer u. a. [17] ist eine genaue Vorhersage des Reibwertes jedoch schwierig, da sich die Grenzschicht zwischen Reibbelag und Gegenmaterial aufgrund unterschiedlicher Betriebszustände immer wieder neu konditioniert und somit keine gleichbleibende Reibpaarung vorliegt. Die in dieser Arbeit und auch in der Literatur [17, 24, 44, 60, 83] global beobachtbaren Charakteristiken sind jedoch vergleichbar, was auf identische Wirkmechanismen schließen lässt. Heussaff [44] führt beispielsweise Reibwertmessungen eines Bremsbelages durch und zeigt nichtlineare Abhängigkeiten von der Geschwindigkeit, der Temperatur und dem Druck auf. Das von ihm vorgeschlagene Modell zur Beschreibung des Reibverhaltens ist aufgrund zur Parametrierung notwendiger umfangreicher Komponentenprüfstandsmessungen des Bremsbelags und der Bremsscheibe hier jedoch nicht zweckmäßig.

Im Rahmen dieser Arbeit wird daher ein phänomenologisches Modell eingeführt, welches den Bremsenreibwert

$$\mu_B = \mu_{B,\omega} \cdot \mu_{B,p} \quad (4.3)$$

in Abhängigkeit von der Raddrehzahl ω in Form der Wurzelfunktion

$$\mu_{B,\omega} = A \cdot (\omega_{\text{Bremsbeginn}} \cdot 1.01 - \omega)^{1/B} \quad (4.4)$$

und die Abhängigkeit vom normierten Bremsdruck $p_{B,\text{norm.}}$ in Form der Geraden

$$\mu_{B,p} = (\mu_{\min} - \mu_{\max}) \cdot p_{B,\text{norm.}} + \mu_{\max} + C \quad (4.5)$$

beschreibt. Bild 4.9 (a) zeigt den wesentlichen Parametereinfluss auf den Verlauf von $\mu_{B,\omega}$ und $\mu_{B,p}$: A und C nehmen direkt Einfluss auf das Absolutniveau von μ_B , C zudem auf die

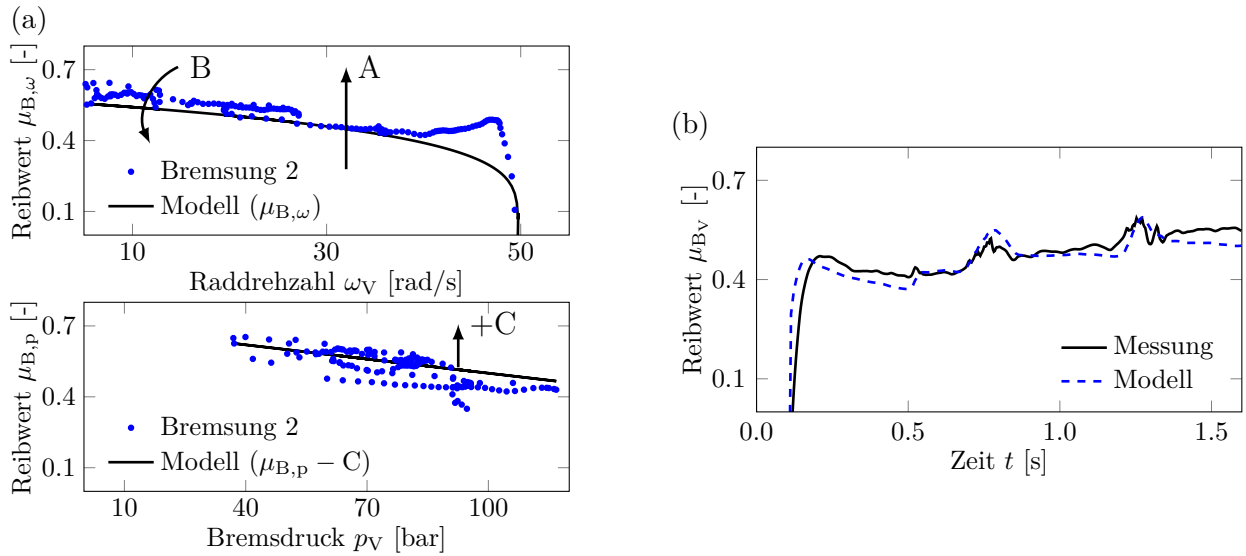


Bild 4.9: Reibwert der Materialpaarung Bremsbelag/Bremsscheibe, Vergleich Messung und phänomenologisches Modell: (a) Annäherung, (b) Resultat

bremsdruckabhängige Überhöhung. B beeinflusst die Reibwertzunahme über die Bremsdauer. Bild 4.9 (b) zeigt beispielhaft im Zeitbereich den resultierenden Reibwertverlauf μ_B des phänomenologischen Modells im Vergleich zu Messergebnissen. Die notwendigen fünf Parameter A, B, C, μ_{\min} , μ_{\max} lassen sich entweder anhand verfügbarer Messdaten für ein spezielles Fahrzeug bestimmen. Sie können für die Vorausberechnung (Frontloading) aufgrund der genannten identischen Wirkmechanismen aber auch auf andere Fahrzeugmodelle übertragen werden, da die grundlegende Reibwertcharakteristik durch das phänomenologische Modell wiedergegeben wird. Auch die Übertragung auf abweichende Fahrzeuggeschwindigkeiten bei Bremsbeginn sind mit diesem Modell zulässig. Eine Temperaturabhängigkeit wird im Modell nicht berücksichtigt. Es hat sich gezeigt, dass dieser Einfluss vom Regler durch eine Arbeitspunktanpassung, in Form einer Bremsdruckreduktion zur Erreichung eines vergleichbaren Bremsmomentes, kompensiert wird. Zwar werden auch die beiden anderen Abhängigkeiten im Regelungsverlauf gewissermaßen kompensiert, es zeigt sich aber, wie bereits erwähnt, insbesondere in der noch „ungeregelten“ Phase 1 ein enormer Einfluss sowohl auf das Lastmaximum als auch den darauffolgenden Raddrehzahleinbruch, siehe Bild 4.10. Bei Annahme eines konstanten Bremsenreibwertes von $\mu_B = 0.5$ ($\mu_B = \text{const.}$) ist der Bremsmomentengradient in Phase 1 zu hoch, weshalb der Regler, aufgrund eines zu hohen Radschlupfgradienten, bereits bei $p_V \approx 90$ bar die Bremse öffnet. Das wirksame Bremsmoment am Ende der Phase 1 ist dadurch um $\Delta M_V \approx 500$ Nm geringer, was bezogen auf die Fahrwerkslasten beispielsweise zu einer um $\Delta F_{ZSV} \approx 3$ kN geringeren Zugstrebenkraft führt. Mit Berücksichtigung des phänomenologischen Reibwertmodells ($\mu_B = f(\omega, p)$) hingegen ergibt sich ein wesentlich realistischerer Bremsverlauf. Der Bremsdruck sowie das Bremsmoment erreichen am Ende von Phase 1 in etwa die Maximalwerte der Messung. Zudem ist an der zu Beginn von Phase 2 stattfindenden hohen Bremsdruck- und Bremsmomentenreduzierung erkennbar, dass ein ausgeprägter Raddrehzahleinbruch stattfindet. Im Vergleich zur Messung ist dieser noch gering, was sich jedoch anhand der Erkenntnisse aus Abschnitt 4.2 erklären lässt: Demnach fällt die Reibwert-Schlupf-Kurve

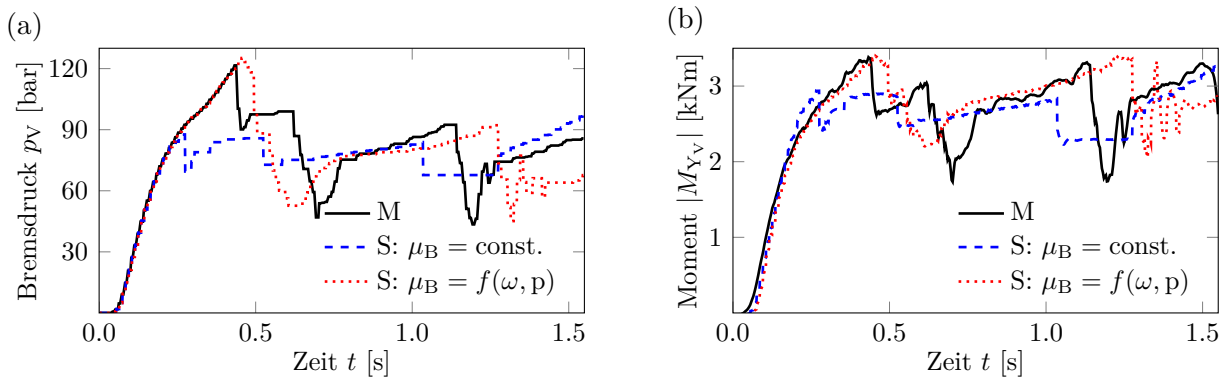


Bild 4.10: Reibwert der Materialpaarung Bremsbelag/Bremsscheibe, Messung (M) und Simulation (S): Einfluss der Modellierung auf (a) Bremsdruck und (b) Bremsmoment.

des hier verwendeten FTire-Reifenmodells im instabilen Bereich an der Vorderachse zu flach ab. An der Hinterachse hingegen ergibt sich erwartungsgemäß ein besseres Bild, und ist hier der Übersicht halber nicht gezeigt.

4.3.2 Reglermodell (Phase 2)

Neben der Schätzung von Fahrzustandsgrößen findet im Reglercode auch eine Bremsdruckschätzung statt. Das hierfür verwendete Hydraulikmodell muss für eine optimale Regelung die realen Bremsdrücke am Radbremszylinder möglichst exakt vorhersagen. In der Simulation ist man ebenfalls auf diese Bremsdruckschätzung angewiesen, fehlerhafte Schätzungen wirken sich demnach direkt auf die Bremsdynamik aus. Der Vergleich in Bild 4.11 zeigt, dass im Versuchsfahrzeug zwischen geschätztem und realem Bremsdruck Abweichungen in den Druckaufbaugradienten auftreten. Im vorherigen Abschnitt ist gezeigt, dass sich dies entscheidend auf die Raddrehzahleinbrüche auswirken kann. Es liegen absolute Abweichungen von $\Delta p \approx 10$ bar vor, was unter Annahme eines konstanten Reibwertes der Radbremse zu einer um $\Delta F_{Xv} \approx 1$ kN niedrigeren Bremskraft an der Vorderachse führt.

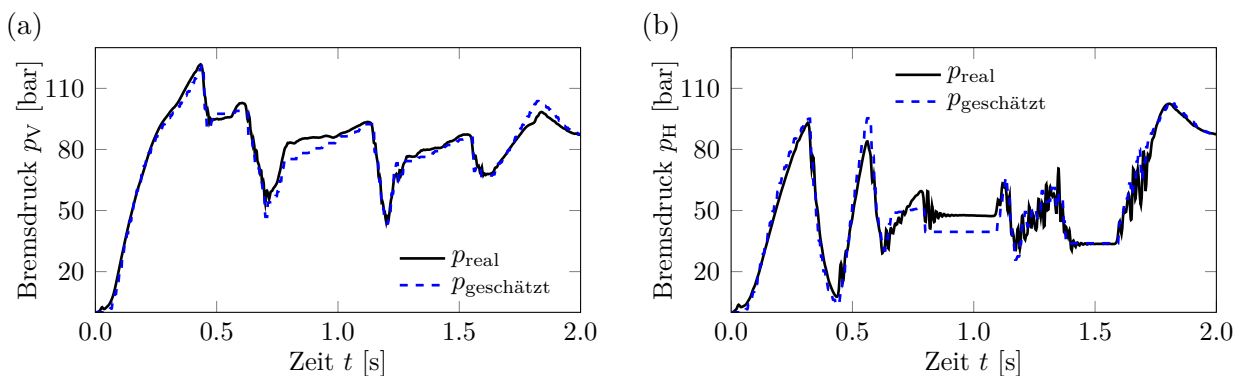


Bild 4.11: Vergleich gemessener und durch das Hydraulikmodell im Steuergerät geschätzter Bremsdruck: (a) Vorderachse, (b) Hinterachse

Nicht zuletzt aufgrund dieser Abweichungen stellt sich die Frage, inwieweit die Berück-

sichtigung des Original-Reglermodells einen Nutzen bei der Lastdatensimulation generiert. Insbesondere in frühen Phasen des Entwicklungsprozesses kommen weitere Problematiken hinzu: Sofern überhaupt eine Lieferantenvergabe stattgefunden hat, existiert zunächst meist noch kein SiL-Modell des Reglers oder der Regler ist bisher weder im Fahrzeug noch in der Simulation auf die zu untersuchende Konfiguration appliziert. Aufgrund dessen werden nachfolgend zusätzlich zwei alternative Regleransätze verwendet, welche baureihenübergreifend zur Lastdatenabschätzung zum Einsatz kommen können:

(1) Der in [12] vorgestellte rudimentäre **Schlupfregler** wird als einfachste Form der Regelung betrachtet. Die Regellogik basiert vollständig auf vorhandenen Simulationsgrößen wie dem radindividuellen Schlupf, der Pedalstellungen und der Bremsmomente. Komplexe und fehlerbehaftete Schätzungen von Fahrzustandsgrößen müssen nicht durchgeführt werden. Nach einmaliger radindividueller Aktivierung der Regelung, bei einem Radschlupf von $s_B > 0.20$, werden, basierend auf dem Fahrerwunschbremsmoment M_{Wunsch} , zur Bestimmung der Sollbremsmomente schlupfabhängige Fallunterscheidungen vorgenommen:

$$M_{Soll} = \begin{cases} 0 & \text{für } s_B > 0.15 \\ \min(M_{Wunsch}, M_{Alt}) & \text{für } s_B > 0.10 \\ M_{Wunsch} & \text{für } s_B > 0.05 \end{cases} \quad (4.6)$$

Demnach findet entweder ein Abbau, ein Halten oder ein Aufbau des Bremsmomentes statt. Durch eine abschließende Filterung zur Berechnung des aufzuprägenden Bremsmomentes werden Unstetigkeiten vermieden und die Druckdynamik dargestellt. Die Regelung wird erst wieder nach Erfüllung verschiedener Bedingungen ($s_B \leq 0.05$, $v_{FZG} < 1 \text{ m/s}$) deaktiviert. Die Parametrierung erfolgt somit anhand von wenigen Parametern: dem maximalen Bremsdruck sowie den Bremsenbeiwerten der Vorder- und Hinterachse zur Berechnung des Fahrerwunschbremsmomentes, dem dynamischen Rollradius zur Berechnung der aktuellen Radschlupfwerte sowie den gewünschten Schlupfschwellen.

(2) Ein innerhalb der CASCaDE-Entwicklungsumgebung in FORTRAN 77 umgesetztes ABS-Simulationsmodell (**CASCaDE-Regler**) [4, 12, 27], welches auf dem in Bild 2.10 gezeigten Regelungsgrundkonzept basiert, wird ebenfalls betrachtet. Es besteht aus den Modulen der Logik und der Hydraulik. Auf Basis der Bremspedalstellung sowie der Raddrehzahlen werden die Bremsmomente an den Rädern ermittelt. Im Logik-Modul werden die Ansteuersignale für die Bremshydraulik über verschiedene Regelkonzepte berechnet. Der Sollablauf sieht einen geregelten Druckabbau sowie einen gesteuerten Druckaufbau vor. Hierdurch wird das Rad bewusst in den instabilen Bereich gebracht, um anschließend den Regelzyklus neu zu starten. Diesem Grundkonzept wird eine Vielzahl an situationsbedingten Regelkonzepten überlagert, wie beispielsweise ein Druckabbau bei großem Schlupf, ein Druckaufbau bei großen positiven Radbeschleunigungen oder ein Lernschema in Form der Auswahl verschiedener Druckaufbaupulsreihen. Das Bremshydraulikmodul berücksichtigt unter anderem die Modellierung des Hauptbremszylinders, der Magnetventile, der Rückförderpumpe sowie des Radbremszylinders. Die Parametrierung des CASCaDE-Reglers wird anhand von circa 300 Konstanten vorgenommen. Von diesen sollten für einen baureihenübergreifenden Einsatz zumindest die wesentlichen Parameter wie der dynamische Rollradius, die Verstärkerkennlinie des Hauptbremszylinders sowie die Bremsenbeiwerte zur Umrechnung der Bremsdrücke in Bremsmomente, angepasst werden.

Auf die erreichbare Ergebnisgüte wird ausführlich in Abschnitt 4.4 eingegangen.

4.3.3 Stillstandschwingungen (Phase 3)

In Abschnitt 4.1.1 ist gezeigt, dass die Nickschwingungen des Fahrzeugaufbaus einen großen Einfluss auf die fiktive Schädigung nehmen. Am Ende des Bremsvorgangs findet ein Übergang von Gleit- zu Haftreibung zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe statt, woraufhin keine starrkörpermechanische Relativbewegung zwischen Felge und Radträger mehr auftritt. Die aufgrund der Verzögerung vorhandene Nickbewegung der Karosserie gleicht sich in Form einer gedämpften Schwingung aus. Anschließend bleibt das Fahrzeug in einem verspannten Zustand stehen. Erst sobald der an der Bremse anstehende Bremsdruck zurückgenommen wird, kann sich diese Verspannung lösen.

In der Simulation wird während der Bremsung das Bremsmoment im Wesentlichen als Funktion des Bremsdruckes berechnet. Da im Stillstand weiterhin ein Bremsdruck ansteht, muss das Bremsmoment rechtzeitig „ausgeblendet“ werden, damit das Fahrzeug nicht rückwärts fährt. Die Modellierung dieses Übergangs zwischen Gleit- und Haftreibung ist in der Numerik aufgrund der entstehenden Unstetigkeit eine anspruchsvolle Aufgabe. Ein numerisch sauberer, aber mechanisch unvollständiger, Ansatz wird beispielsweise anhand der radindividuellen Multiplikation des Bremsmomentes mit der von der Raddrehzahl ω abhängigen analytischen Funktion

$$\text{Bremsmomentfaktor} = \sin(\arctan(F \cdot \omega)) \quad (4.7)$$

erreicht. Über den Parameter F kann der Übergang verstärkt oder abgeschwächt werden. Diese Vorgehensweise hat jedoch den Nachteil, dass keine exakte Einschränkung des Freiheitsgrades zwischen Felge und Radträger stattfindet und damit auch kein Verspannungseffekt abgebildet werden kann.

Für die nachfolgenden Untersuchungen wird daher ein neuer Ansatz zur Bremsmomentabschwächung eingeführt. Hierbei findet ab dem Zeitpunkt des Stillstands (ω erstmalig ≤ 0 rad/s) eine radindividuelle Umschaltung des Simulationsmodells statt. Das dann letztwirksame Bremsmoment ($M_{B,\omega \leq 0}$) wird über einen Steifigkeits- und Dämpfungsterm in Abhängigkeit des Relativwinkels $\Delta\alpha$ zwischen Felge und Radträger sowie der Raddrehzahl ω modifiziert:

$$M_B = M_{B,\omega \leq 0} - c \cdot (\Delta\alpha) - d \cdot (\omega) \quad (4.8)$$

Bei Bremspedalrücknahme wird das Bremsmoment zurückgenommen, ein erneutes Anfahren somit ermöglicht. Die Auswirkungen auf die Bremsmomente in der Gesamtfahrzeugsimulation sind in Bild 4.12 erkennbar. Neben einer verstärkten Aufbaunickschwingung bildet dieser Ansatz (**neu**) auch die Verspannung ab. Das Schwingungsverhalten ist im Vergleich zur Vorgehensweise nach Gleichung (4.7) (**alt**) somit deutlich verbessert, im Vergleich zur Messung jedoch zu stark ausgeprägt. Diesbezüglich sollten weiterführende Untersuchungen durchgeführt werden.

4.4 Erreichbare Simulationsgüte

Unter Berücksichtigung der bisherigen Erkenntnisse wird in diesem Abschnitt die erreichbare Simulationsgüte aus Sicht der Betriebsfestigkeit diskutiert und bewertet. Hierfür werden stets Messungen und Simulationen der in Abschnitt 4.1.1 beschriebenen auslegungsrelevanten Manöver gegenübergestellt. Die Gesamtfahrzeugsimulationen werden mit dem Original-Regler (in nachfolgenden Abbildungen bezeichnet mit: *original*), den beiden alternativen Regleransätzen (Schlupf, CASCaDE) sowie auch ohne Regelsystem (*ohne*) durchgeführt.

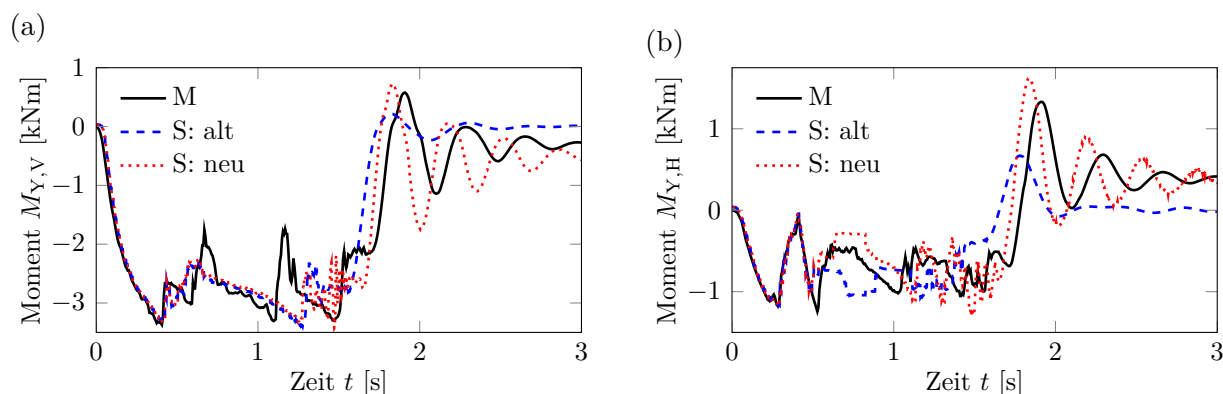


Bild 4.12: Vergleich der Ansätze zur Bremsmomentabschwächung im Stillstand, Messung (M) und Simulation (S): (a) Vorderachse, (b) Hinterachse

4.4.1 Asphaltbremsung

Aufgrund der Sensitivität der fiktiven Summenschädigungen, siehe Abschnitt 2.1.3, ist bei der Asphaltbremsung eine Betrachtung der Ergebnisse im Zeitbereich zweckmäßig. Beispielhaft werden hierfür die in der Zug- (Vorderachse) und Schubstrebe (Hinterachse) wirkenden Kräfte dargestellt. Über diese Bauteile werden die Bremskräfte maßgeblich abgestützt, zudem erfahren sie bei der Asphaltbremsung über den gesamten Betriebsfestigkeitsnachweis gesehen die größten Schädigungen. In Bild 4.13 sind die entsprechenden Zeitverläufe im Vergleich zu den Messergebnissen gezeigt.

Unter Verwendung des Original-Reglers (**original**) zeigt sich das zu erwartende Verhalten. In der Zugstrebenkraft an der Vorderachse sind die für Raddrehzahleinbrüche typischen Kraftschwingzyklen nicht erkennbar. Diese Problematik ist bereits in Abschnitt 4.2 diskutiert und ist auf eine bei dieser Radlast abweichende Reibwertcharakteristik des verwendeten Reifenmodells zurückzuführen. In der Schubstrebenkraft an der Hinterachse hingegen lässt sich der Kraftverlauf erwartungsgemäß sehr gut in der Simulation reproduzieren. Die Kraftverläufe im unregelmäßigen Fall (**ohne**) sind folgerichtig, da das Rad aufgrund der fehlenden Regelung bis zu seinem Haftmaximum gebremst wird, um anschließend im blockierten Zustand bis zum Ende der Bremsung zu verharren. An der Hinterachse ergibt sich dadurch eine überhöhte Kraftspitze am Ende von Phase 1. Die Kraftverläufe der beiden anderen Regelsystemvarianten (**CASCaDE**, **Schlupf**) zeigen jeweils eine für ihr Regelverhalten ebenfalls erwartete Charakteristik. Insbesondere für den Schlupfregler (**Schlupf**) zeigt sich ein typisches Zweipunktreglerverhalten durch ein zyklisches Öffnen und Schließen der Bremse. Das Kraftniveau befindet sich dennoch in beiden Simulationen im Bereich der Messung. Die Bremswege weichen nur geringfügig voneinander ab.

Allen Simulationsvarianten gemeinsam sind mehr oder minder große Abweichungen in Phase 3 der Bremsung: den Kraftschwingzyklen beim Ausschwingen des Fahrzeugaufbaus. Die Schwingungscharakteristik und die verbleibende Verspannung werden zwar abgebildet, insbesondere an der Hinterachse treten aber zu große Kraftminima in der Simulation auf. Wie bereits erwähnt, sollten diesbezüglich weiterführende Untersuchungen durchgeführt werden.

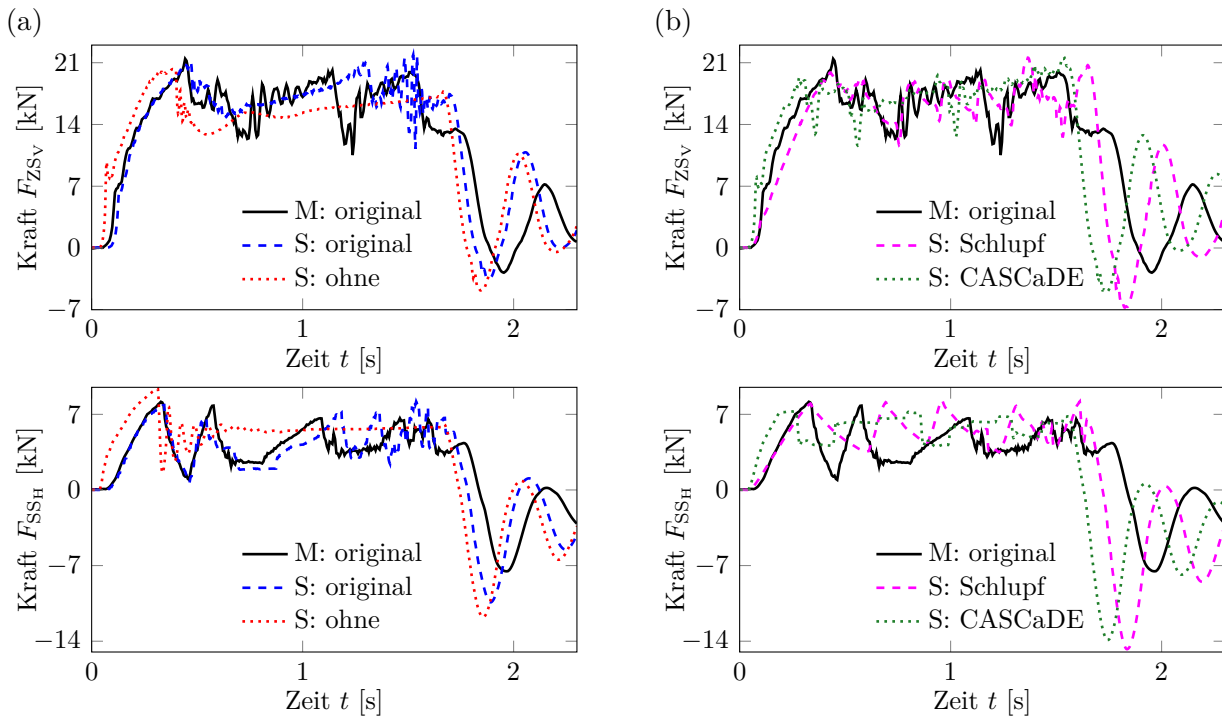


Bild 4.13: Asphaltbremsung, Messung (M) und Simulation (S): Vergleich verschiedener Bauteilkräfte unter Verwendung des (a) Original-Reglers und ohne Regler sowie des (b) Schlupfreglers und CASCaDE-Reglers.

4.4.2 Kanaldeckelbremsung

Die Bremsung über kanaldeckelähnliche Vertiefungen hinweg zählt zu den Sonderereignissen, wobei die in den Bauteilen maximal wirkenden Kräfte von Interesse sind. Die Entstehung der bei diesem Manöver auftretenden Kraftspitzen lässt sich analog zu der in [38] gezeigten Phänomenologie beim unregelmäßigen Überbremsen von Bodenwellen erklären. Die schematische Darstellung in Bild 4.14 verdeutlicht diese Zusammenhänge für das hier betrachtete Manöver. Während der Flugphase (A) verzögert die Raddrehzahl aufgrund des anliegenden Bremsmomentes und das Rad trifft mit einem erhöhten Schlupf auf die Kante auf (B). Beim Auftreffen des Rades auf die Kanaldeckelkante ergibt sich, je nach anliegendem Bremsmoment, ein unterschiedliches Verhalten. Beim ungebremssten Überfahren führen die Reifenkräfte zu einer Drehbeschleunigung des Rades. Bei anliegendem Bremsmoment und somit „geschlossener“ Bremse führen die Reifenkräfte zu entsprechenden Gegenkräften und -momenten und somit zu erhöhten Abstützkräften im Fahrwerk [12].

Das verwendete Regelsystem hat somit einen maßgeblichen Einfluss auf die auftretenden Maximallasten. Dies lässt sich am Beispiel einer Grenzbetrachtung zwischen der Simulation mit Original-Regler und ohne Regler bestätigen. In Bild 4.15 ist der jeweilige Bremsdruck und beispielhaft die Zugstrebenkraft des Rades vorne links im Vergleich zu den Messergebnissen gezeigt. In diesem Bauteil treten die größten Kräfte auf, da, wie bereits erwähnt, die Vertiefungen lediglich mit der linken Fahrzeugseite durchfahren werden. Die Maximalwerte werden, aufgrund der noch hohen Geschwindigkeit, an den ersten beiden Vertiefungen erreicht. Am Bremsdruckverlauf der Messung spiegelt sich die Charakteristik des

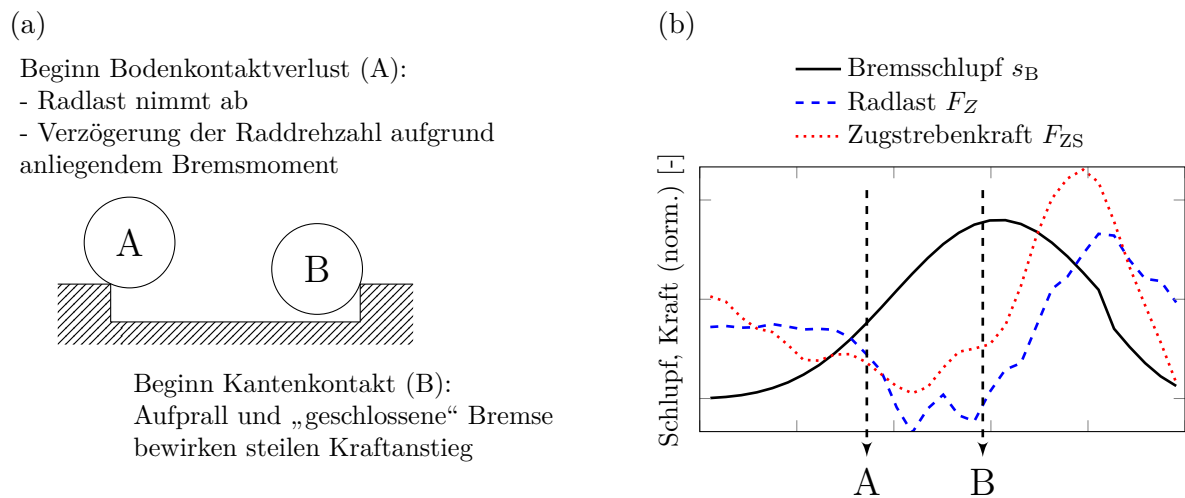


Bild 4.14: Kanaldeckelbremsung (in Anlehnung an [12]): Ursache der Kraftspitzen beim Überbremsen von Vertiefungen

Straßenhöhenprofils wider: die Bremse öffnet bei jeder Vertiefung (Flugphase A), um den Radschlupf möglichst gering zu halten. Ebenfalls sichtbar ist der jeweils steile Kraftanstieg beginnend mit dem Aufprall auf die Kanaldeckelkante (Kantenkontakt B). Die Simulation mit Original-Regler (**original**) bildet dieses Verhalten sehr gut nach. Sowohl der Bremsdruckverlauf als auch die Kraftspitzen stimmen gut mit den Messergebnissen überein. Die Betrachtung der Simulationsergebnisse ohne Regler (**ohne**) bestätigen die oben erläuterte Phänomenologie. Die geschlossene Bremse ermöglicht zwar auf beiden Fahrzeugseiten (links: Vertiefungen, rechts: Kopfsteinpflaster) dauerhaft hohe Bremskräfte und somit einen vergleichsweise kurzen Bremsweg mit Stillstand bereits bei $s \approx 11.5$ m. Es ergeben sich jedoch sehr hohe Abstützkräfte im Fahrwerk. Mit Regler ergibt sich in Messung und Simulation durch das zwischenzeitliche Öffnen der Bremse ein längerer Bremsweg, zudem ist die Stabilität (Lenkbarkeit) aufgrund nicht blockierender Räder gewahrt, siehe auch Abschnitt 2.2.1.

Diese Grenzbetrachtung bestätigt, dass ein Regelsystem in der Simulation zwingend notwendig ist, um verlässliche Aussagen zu treffen. In [12] wird bereits gezeigt, dass hierfür auch der generische **CASCaDE**-Regler in Frage kommt. Der **Schlupfregler** hingegen führt zu erhöhten Maximalkräften und ist in seiner hier verwendeten Form nicht brauchbar. Die Güte der gezeigten Zugstrebenkraft ist zwar nicht repräsentativ für alle Bauteilkräfte, der Einfluss des Regelsystemmodells ist aber auf alle Bauteile übertragbar.

4.4.3 Schlechtwegbremsung

Bei diesem Manöver ist eine Betrachtung im Zeitbereich nicht zweckmäßig, es kommt die in Abschnitt 2.1 vorgestellte Klassengrenzenüberschreitungs-zählung zum Einsatz. Bild 4.16 zeigt diese beispielhaft von der resultierenden Schubstrebenkraft, zunächst für die Simulation mit Schlupfregler (**Schlupf**) sowie ohne Regler (**ohne**), jeweils im Vergleich zu den Messergebnissen. Aufgrund der Streuung der Oberflächenanregungen je nach gefahrener Trajektorie sowie geringfügigen Geschwindigkeitsunterschieden sind jeweils sechs Bremsungen dargestellt. Die entsprechenden Vorgaben für das Fahrermodell (Geschwindigkeit

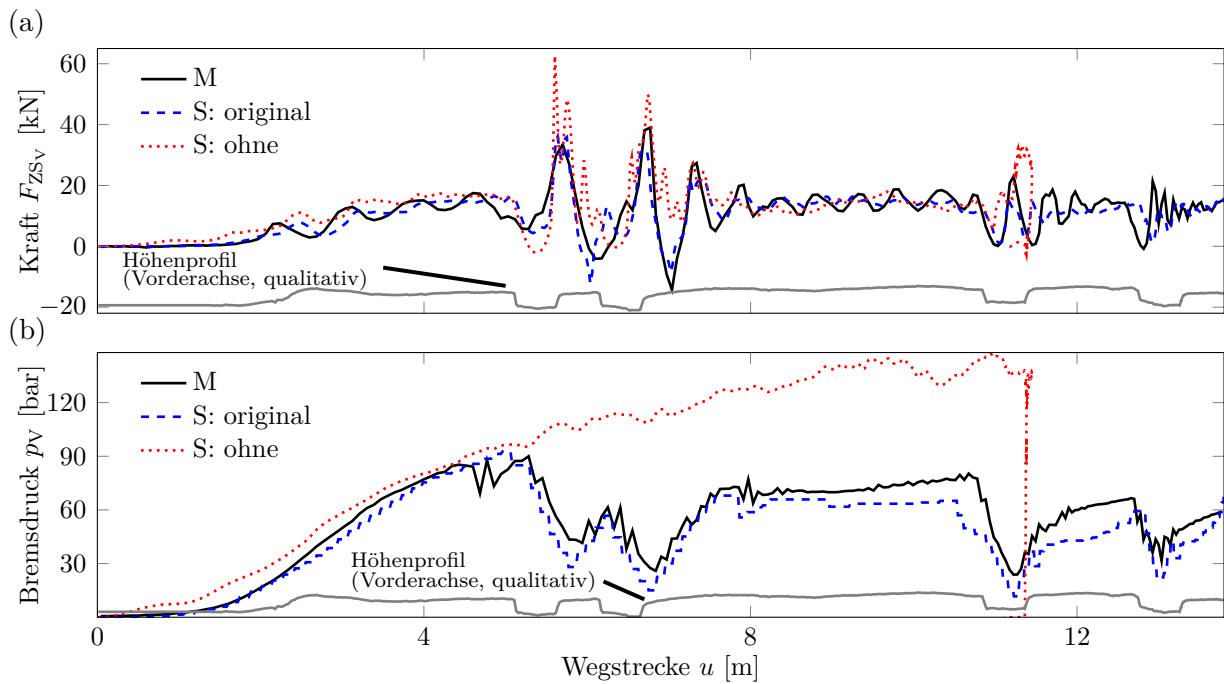


Bild 4.15: Kanaldeckelbremsung (in Anlehnung an [13]), Messung (M) und Simulation (S) unter Verwendung des Original-Reglers und ohne Regler: (a) Zugstrebenkraft und (b) Bremsdruck, jeweils mit Skizzierung des Vorderachshöhenprofils

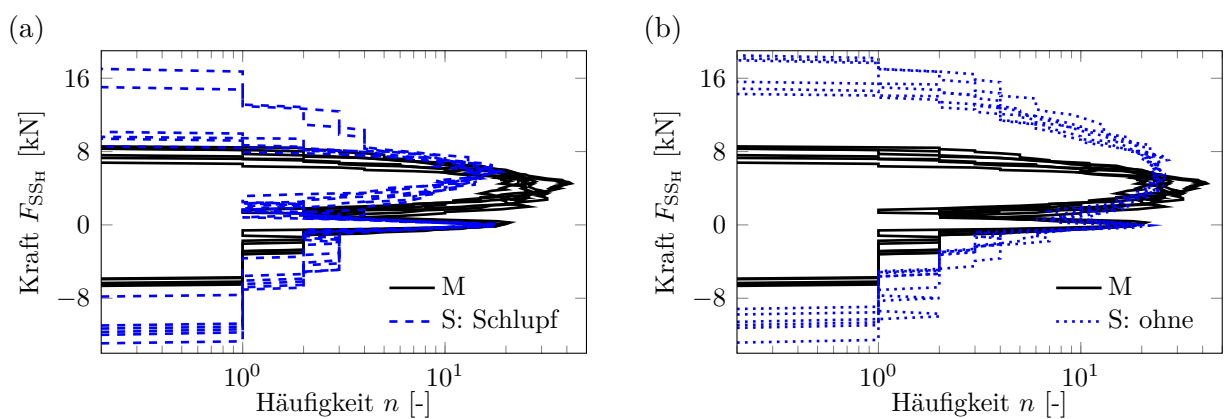


Bild 4.16: Schlechtwegbremsung, Messung (M) und Simulation (S): Klassengrenzenüberschreitungszählungen der Schubstrebenkraft, jeweils sechs Bremsungen mit Variation der Geschwindigkeit und Fahrspur: (a) Schlupfregler, (b) ohne Regler

und Fahrspur) sind in Anlehnung an die Messdaten (Auswertung der DGPS-Messungen, siehe Abschnitt 3.1.2) gewählt, so dass eine vergleichbare Variation vorliegt. Abgesehen von den bereits erläuterten Unterschieden beim Ausschwingen im Stillstand (negativer Wertebereich), zeigen die Ergebnisse mit beiden Regelsystemen zu hohe Kräfte während der Bremsung (positiver Wertebereich). Die Ursache ist analog zu der im vorherigen Abschnitt erläuterten Phänomenologie bei der Kanaldeckelbremsung. Beide Regelsystemansätze erzeugen aufgrund der starken Radlastschwankungen (Flugphase A) einen zu hohen Schlupf, wodurch beim erneuten Bodenkontakt beziehungsweise Auftreffen auf einen Stein der Schlechtwegstrecke (Kantenkontakt B) hohe Kraftspitzen entstehen. Ein Einsatz dieser Regler zur Simulation von Bremsungen auf Schlechtwegstrecken ist somit nicht zu empfehlen.

Ein anderes Verhalten ergibt sich unter Verwendung des Original- (**original**) und des CASCaDE-Reglers (**CASCaDE**). Beide Ergebnisse zeigen eine vergleichbar hohe Güte. In Bild 4.17 sind die Klassengrenzenüberschreitungsanzahlen der Kräfte aller Bauteile dargestellt, deren Schädigung sich wesentlich durch dieses Manöver bestimmt. Der Übersicht halber sind jeweils nur drei Bremsungen gezeigt. Abgesehen vom bereits mehrfach diskutierten Ausschwingverhalten ergibt sich eine sehr gute Übereinstimmung für die Dämpferkraft F_{SD} und Schubstrebenkraft F_{SS} . In der Zugstrebenkraft F_{ZS} treten in der Messung Ereignisse mit einer Häufigkeit von $n \leq 3$ auf, welche in der Simulation nicht abgebildet werden. Eine Ursache hierfür kann unter anderem in der starken Streuung der Anregungen je nach gefahrener Trajektorie und in unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten liegen. Zudem sind vereinzelte Abweichungen in der Schlechtwegoberfläche zwischen Messung und Simulation nicht auszuschließen. In den quer zur Fahrtrichtung angeordneten Bauteilen (Querstrebe F_{QS} , Spurstange F_{SPG} und Sturzstrebe F_{ST}) zeigen sich „schmalere“ Kollektivformen, also geringere Extremwerte, als in der Messung. Diese Problematik ist bereits in Abschnitt 4.2 aufgegriffen. Hierfür können fehlende Raddrehzahleinbrüche (abweichende Reifenschlupfcharakteristik), fehlende flexible Bauteile und an der Vorderachse eine fehlende Nachbildung der elektrischen Servolenkung verantwortlich sein.

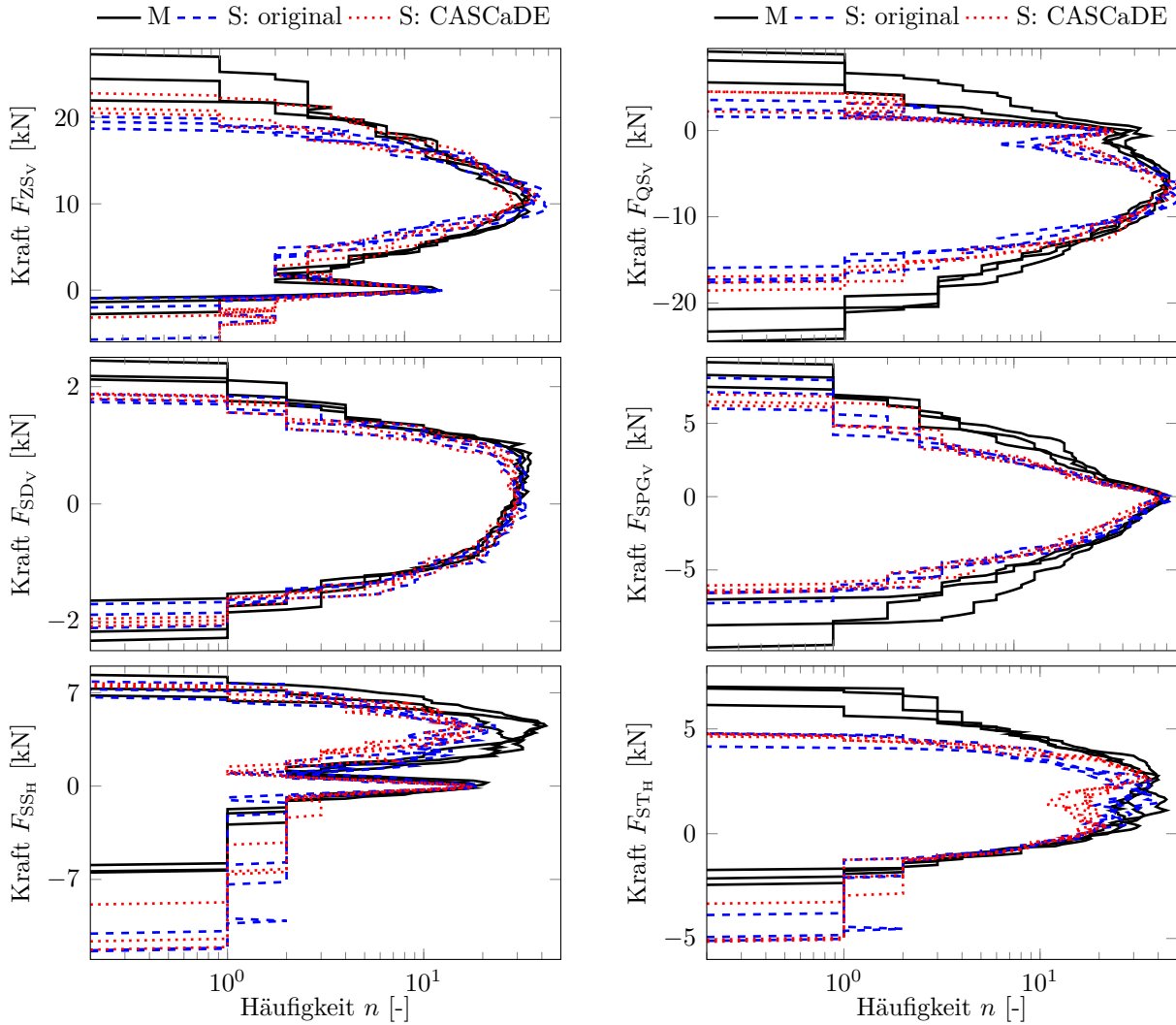


Bild 4.17: Schlechtwegbremsung, Messung (M) und Simulation (S): Klassengrenzenüberschreitungszählungen verschiedener Bauteilkräfte, jeweils drei Bremsungen mit Variation der Geschwindigkeit und Fahrspur: Unter Verwendung des Original-Reglers und CASCaDE-Reglers.

4.5 Fazit

Die Untersuchungen zeigen, dass Bremsmanöver anhand Gesamtfahrzeugsimulationen mit Regler SiL-Modellen hinreichend genau durchführbar sind. Bei Verwendung des Original-Reglers kann eine hohe Ergebnislösung erreicht werden, jedoch ist dieser zur Lastdatenermittlung nicht zwingend notwendig. Bei der hier betrachteten Asphaltbremsung zeigt die Simulation sogar ohne Regler noch gute Ergebnisse, bei der Kanaldeckel- und Schlechtwegbremsung steigen die Anforderungen an eine Regelung hingegen an. Es wird jedoch gezeigt, dass hierbei Modellansätze, die das grundsätzliche Systemverhalten einer ABS-Regelung abbilden, ausreichend sind. Gestützt wird diese Empfehlung durch die Tatsache, dass in frühen Entwicklungsphasen meist noch keine SiL-Modelle des Original-Reglers zur Verfügung stehen, da noch keine Lieferantenvergabe stattgefunden hat oder aber kein auf das Fahrzeug applizierter Reglerstand vorhanden ist.

Als weitaus relevanter für die Lastdatenermittlung zeigt sich der Einfluss der Reibwertcharakteristik des Reifenmodells sowie der Modellierung der Bremsaktorik.

Bezüglich der Reibwertcharakteristik des Reifenmodells ist am Beispiel der Vorderachse gezeigt, dass bereits geringfügige Abweichungen zu einem deutlich geänderten Regelungsablauf führen. Analog konnte an der Hinterachse ein nahezu identisches Reglerverhalten bei korrekter Reibwertcharakteristik nachgewiesen werden.

Unabhängig vom betrachteten Bremsmanöver muss zudem ein besonderes Augenmerk auf die Modellierung der Radbremse gelegt werden. Der dort wirkende Zusammenhang zwischen Bremsdruck und Bremsmoment, maßgeblich bestimmt durch den Reibwert zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe, ist stark nichtlinear. Ein zur Abbildung dieser Charakteristik implementiertes phänomenologisches Modell führt zu wesentlichen Verbesserungen im Bremsverhalten. Zur Parametrierung können Gesamtfahrzeugmessungen, aber auch Erfahrungswerte aus anderen Fahrzeugen, dienen.

Die Nickschwingungen des Fahrzeugaufbaus nach Bremsende erzeugen hohe Lastamplituden im Fahrwerk, welche die fiktiven Bauteilschädigungen dominieren. Ein implementierter Ansatz zeigt ein verbessertes Schwingungsverhalten ebenso wie die Abbildung der Verspannung im Fahrwerk. Dennoch zeigen sich Abweichungen zur Messung, weshalb dieser Modellbestandteil zwingend detailliert werden muss.

Für die Analysen sind jeweils Bauteilkräfte betrachtet, welche über die gesamte Lastdatenermittlung hinweg durch die jeweiligen Manöver die höchsten fiktiven Schädigungen erfahren. Auf eine detailliertere Betrachtung von Abweichungen beispielsweise in den quer zur Fahrtrichtung angeordneten Bauteilen wird verzichtet, da einerseits die Regelung der in diesem Lastpfad wirkenden elektronischen Servolenkung nicht als SiL-Modell zur Verfügung steht. Andererseits könnten auch flexibel modellierte Bauteile das Schwingungsverhalten verbessern (siehe jeweils Tabelle 3.2), da insbesondere auf den Schlechtwegstrecken sehr hohe Belastungen wirksam sind.

Kapitel 5

Experimentelle und simulative Analyse der Fahrdynamikregelung

Der Ermüdungsfestigkeitsnachweis des Fahrwerks umfasst neben diversen Schlechtwegmanövern auch das Überfahren einer Handlingstrecke. Hierbei handelt es sich um einen Rundkurs, welcher mit maximal möglicher Geschwindigkeit gefahren wird. Die Vertikalanregungen sind im Vergleich zu den Schlechtwegmanövern gering. Aufgrund der Fahrvorgaben und der Kursführung wirken jedoch sehr hohe Längs- und Querschleunigungen, weswegen dieses Manöver insbesondere zur Berücksichtigung kundenrelevanter Seitenkraftbelastungen herangezogen wird. Das Fahrzeug bewegt sich meist im fahrdynamischen Grenzbereich, was zur Gewährleistung der Stabilität eine Vielzahl an Reglereingriffen des EBS (Abschnitt 2.2.2) notwendig macht. Aufgrund fehlender EBS-Modelle konnte das Manöver bislang nicht als Gesamtfahrzeugsimulation durchgeführt werden. In diesem Kapitel wird daher eine ganzheitliche experimentelle und simulative Analyse des Manövers vorgenommen. Das Ziel ist es, zukünftig mittels Gesamtfahrzeugsimulationen die betriebsfestigkeitsrelevanten Lastdaten zu ermitteln. Für die Untersuchung wird der auf dem Steuergerät des Versuchsfahrzeugs aufgespielte Reglercode als SiL-Modell in der Simulation eingesetzt (Abschnitt 3.2).

Nach einer kurzen Beschreibung des Manövers in Abschnitt 5.1 folgt in Abschnitt 5.2 eine Analyse durchgeführter Gesamtfahrzeugsmessungen. Hierbei liegt der Fokus auf der Betrachtung der Regelsystemeingriffe sowie dem Vergleich der wirkenden Radkräfte und -momente. In Abschnitt 5.3 werden die zur Durchführung der Gesamtfahrzeugsimulation notwendigen Modellanforderungen sowie Ergebnisse auf Basis vorhandener Simulationvorgaben (gemessenes Geschwindigkeitsprofil und Trajektorie) diskutiert. In Abschnitt 5.4 wird ein direkter Vergleich von Mess- und Simulationsergebnissen vorgenommen. In Abschnitt 5.5 werden Ansätze für zukünftige Berechnungen sowie deren Güte aufgezeigt.

5.1 Manöverbeschreibung

Das Handlingmanöver findet auf einem Rundkurs auf dem Automobil-Prüfgelände in Papenburg [8] statt. Es handelt sich um einen Nachbau des Rundkurses auf dem Hockenheimring [47]. Die Rundenlänge beträgt circa 2600 m. Die Kursführung mit Angabe der Wegstrecke u ist in Bild 5.1 (a) dargestellt, die aus der CRG-Straßenvermessung abgeleitete Querneigung und Streckensteigung in (b). Aufgrund der eben asphaltierten Stra-

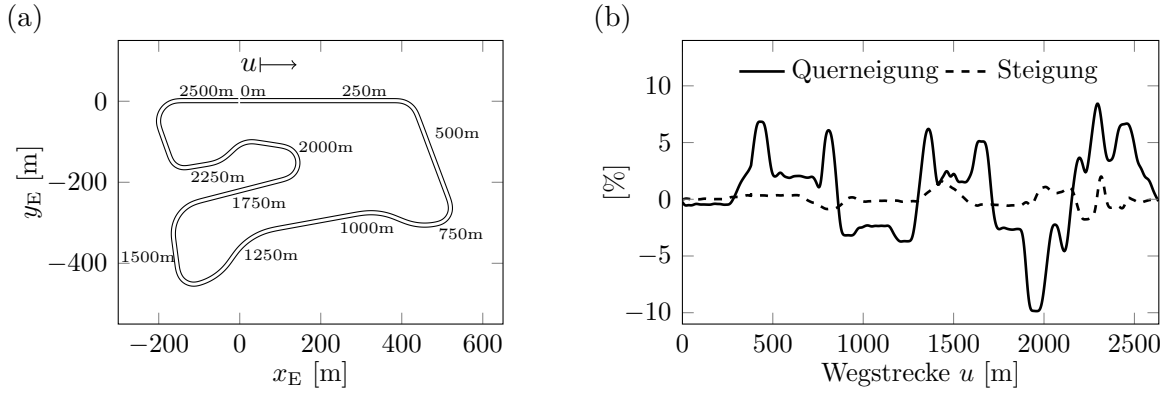


Bild 5.1: Handlingkurs: (a) Kursführung dargestellt in einem ortsfesten Koordinatensystem mit Angabe der Wegstrecke u , (b) Querneigung und Steigung

ßenoberfläche sind im Gegensatz zur Erprobung auf Schlechtwegstrecken kurzweilige Straßenanregungen in z -Richtung vernachlässigbar, vertikaldynamisch relevante Begrenzungen (Curbs) sind nicht vorhanden. Die Querneigung b hingegen ist für die querdynamische Fahrzeugstabilität relevant, da sie zu einer Reduzierung der auf das Fahrzeug wirkenden Querbeschleunigung bei gleichzeitiger Erhöhung der Vertikalbeschleunigung führt. Dieser Einfluss lässt sich leicht abschätzen, siehe Bild 5.2: In einer ebenen Kurve gilt mit dem Bahnradius R_P (momentaner Radius der Krümmung des Fahrzeug-Pfades [26], gemessen in einer Horizontalebene) sowie der Fahrzeuggeschwindigkeit v für die Querbeschleunigung

$$a_y = \frac{v^2}{R_P}. \quad (5.1)$$

In einer Steilkurve mit dem Querneigungswinkel

$$\eta = \arctan\left(\frac{b}{100}\right) \quad (5.2)$$

wirkt auf das Fahrzeug hingegen die reduzierte Querbeschleunigung

$$a_{y,\text{Steilkurve}} = \frac{v^2}{R_P} \cdot \cos(\eta) - g \cdot \sin(\eta) \quad (5.3)$$

sowie die Vertikalbeschleunigung

$$a_{z,\text{Steilkurve}} = g \cdot \cos(\eta) + \frac{v^2}{R_P} \cdot \sin(\eta). \quad (5.4)$$

Mit der Erdbeschleunigung g ergibt sich, bei gleicher Geschwindigkeit v , für die maximale Querneigung von $b \approx 10\%$ eine Reduzierung der Querbeschleunigung um $\Delta a_y \approx 1 \text{ m/s}^2$, die Reifenseitenkräfte nehmen ab. Zugleich wirkt eine erhöhte Vertikalbeschleunigung, welche in höheren Radlasten resultiert. Infolge derer kann das Seitenkraftpotential sogar erhöht werden, siehe Abschnitt 2.2.1. Die Kurvenstabilität verbessert sich deutlich, und höhere Geschwindigkeiten sind möglich.

Laut Versuchsanweisung umfasst jede Lastdatenmessung zwei Runden, Ziel ist die Erreichung einer minimalen Rundenzeit. Ein Verlassen der asphaltierten Straßenoberfläche,

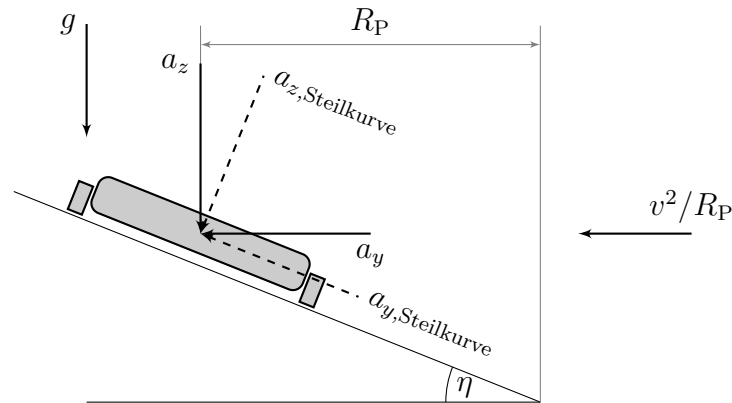


Bild 5.2: Zur Abschätzung der in Steilkurven wirksamen Beschleunigungen.

beispielsweise zum Schneiden der Kurven, ist nicht zulässig. Weitere Versuchsvorgaben für die Fahrzeugführung existieren nicht.

Die gemessenen Radkraftsignale dieses Manövers dienen insbesondere zur Absicherung von Fahrwerksbauteilen auf Basis kundenrelevanter Seitenkraftbelastungen, welche daher in nachgelagerten Prüfstandsuntersuchungen als Eingangssignal dienen. Die Schnittkräfte der Fahrwerksbauteile sind somit zunächst von untergeordneter Bedeutung, weswegen die nachfolgenden Analysen stets auf Basis der gemessenen und simulierten Radkräfte und -momente vorgenommen werden. Dies ermöglicht zudem eine verständlichere Diskussion der fahrdynamischen Effekte.

5.2 Gesamtfahrzeugmessung

In diesem Abschnitt werden die durchgeführten Gesamtfahrzeugmessungen ausgewertet. Zunächst werden die Regelsystemeingriffe aus Sicht der Betriebsfestigkeit betrachtet. Die Gegenüberstellung der Ergebnisse verschiedener Messvarianten verdeutlicht anschließend die wesentlichen Auffälligkeiten und Einflussfaktoren auf die entstehenden Lasten.

5.2.1 Messvarianten

Als Versuchsfahrzeug steht die in Abschnitt 3.1 beschriebene Mercedes-Benz E-Klasse zur Verfügung. Die Messungen werden im Aufbauzustand mit passiver Federung und Dämpfung durchgeführt. Es kommen zwei verschiedene Fahrer zum Einsatz. Tabelle 5.1 gibt eine Übersicht der Messungen sowie der nachfolgend verwendeten Bezeichnungen. Die Varianten sind so gewählt, dass sowohl ein Einfluss verschiedener Fahrer auf die Ergebnisse, als auch die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse innerhalb eines Fahrers untersucht werden kann.

Tabelle 5.1: Übersicht Messvarianten und deren Bezeichnungen.

Variante	Runde 1	Runde 2	Fahrer
<i>A</i>	<i>AR1</i>	<i>AR2</i>	1
<i>B</i>	<i>BR1</i>	<i>BR2</i>	2
<i>C</i>	<i>CR1</i>	<i>CR2</i>	2

5.2.2 Regelsystemeingriffe und deren Wirkung auf Fahrwerkslasten

Bild 5.3 zeigt die Art und Häufigkeit aller Reglereingriffe beispielhaft für die gemessene Runde *AR2*. Aktive Bremseneingriffe treten in jeder Kurve auf (FDR). Diese sind notwendig

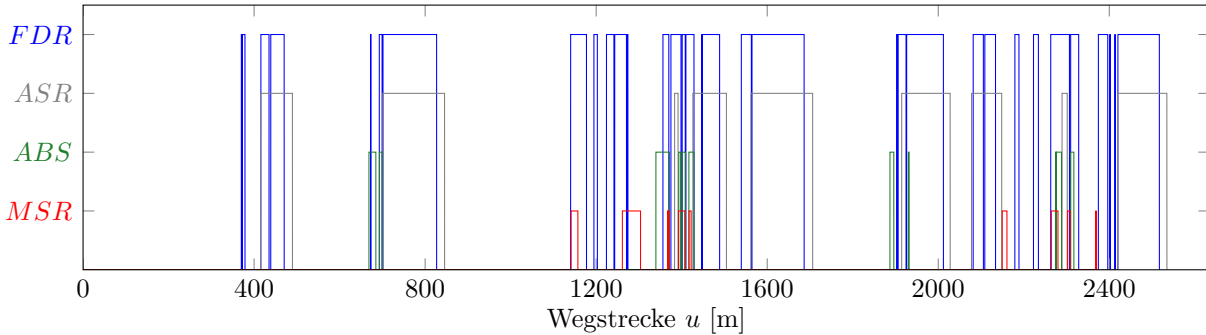


Bild 5.3: Messung *AR2*: Art und Häufigkeit der Reglereingriffe

zur Stabilisierung des Fahrzeugs bei hohen Schwimmwinkeln. Beim Beschleunigen aus den Kurven heraus kommt es außerdem zu Eingriffen in Form der Reduzierung des Motormoments (ASR). Dies liegt daran, dass die kurveninneren Räder aufgrund der durch die Querbeschleunigung bewirkten Radlastreduktion weniger Potential zur Kraftabsetzung haben und somit zum Durchdrehen neigen. Auch beim Bremsen vor oder während einer Kurve kommt es vereinzelt zu Reglereingriffen in Form einer Bremsdruckreduktion (ABS), da die ansonsten blockierenden Räder zu einem Stabilitätsverlust führen können. Ist das Motorschleppmoment zu hoch, kann es zudem zu einer Erhöhung des Motormoments kommen (MSR), um einen erhöhten Bremschlupf der Räder zu verhindern. Das EBS tritt also mit allen unterlagerten Reglern auf. Die Grundprinzipien der genannten Regelsysteme sind in Abschnitt 2.2 erläutert.

Um die direkte Wirkung der Reglereingriffe auf die Fahrwerkslasten abzuschätzen, dient die Betrachtung der repräsentativen Linkskurvendurchfahrt der gemessenen Runde *AR2* ab $u \approx 1930$ m in Bild 5.4. Neben aktiven Bremseneingriffen findet in dieser Kurve auch eine Motormomentreduzierung statt. Die Bremsdruckverläufe in (a) zeigen, dass zur Stabilisierung des Fahrzeugs wechselnde Bremseneingriffe zwischen linker und rechter Fahrzeugseite notwendig sind. Durch jeweils kurzzeitiges Bremsen hinten links wird ein positives Giermoment erzeugt, um die Eindrehung in die Linkskurve zu unterstützen. Beim Übersteuern werden dementsprechend die Räder vorne rechts und hinten rechts gebremst. Das Rad vorne links wird zunächst nicht berücksichtigt, da die Radlast dort aufgrund der Wank- und Nickbewegung des Fahrzeugaufbaus bereits so stark reduziert ist, dass keine ausreichenden Längskräfte mehr aufgebaut werden können. Dies wird bestätigt durch das Verhalten beginnend ab $u \approx 1950$ m: Der Fahrer fordert zum Herausbeschleunigen aus der Kurve ein maximales Motormoment an (b)①, wodurch es am Rad vorne links aufgrund des erschöpften Kraftpotentials zu einem erhöhten Antriebsschlupf s_A (b)② kommt. Die Kombination aus einer sprunghaften Motormomentreduzierung (b)③ und einem anhaltenden Bremseneingriff (a)① bewirkt in der Folge eine Restabilisierung des Rades.

Die Reglereingriffe sind in den Radlängskräften (c) alle direkt erkennbar, beispielsweise der vergleichsweise hohe Bremseneingriff am Rad hinten links mit $\Delta F_X \approx 1.5$ kN (c)①. Auch der Motoreingriff spiegelt sich an allen vier Rädern mit bis zu $\Delta F_X \approx 0.8$ kN am Rad mit dem größten Antriebskraftpotential (hinten rechts) wider (c)②.

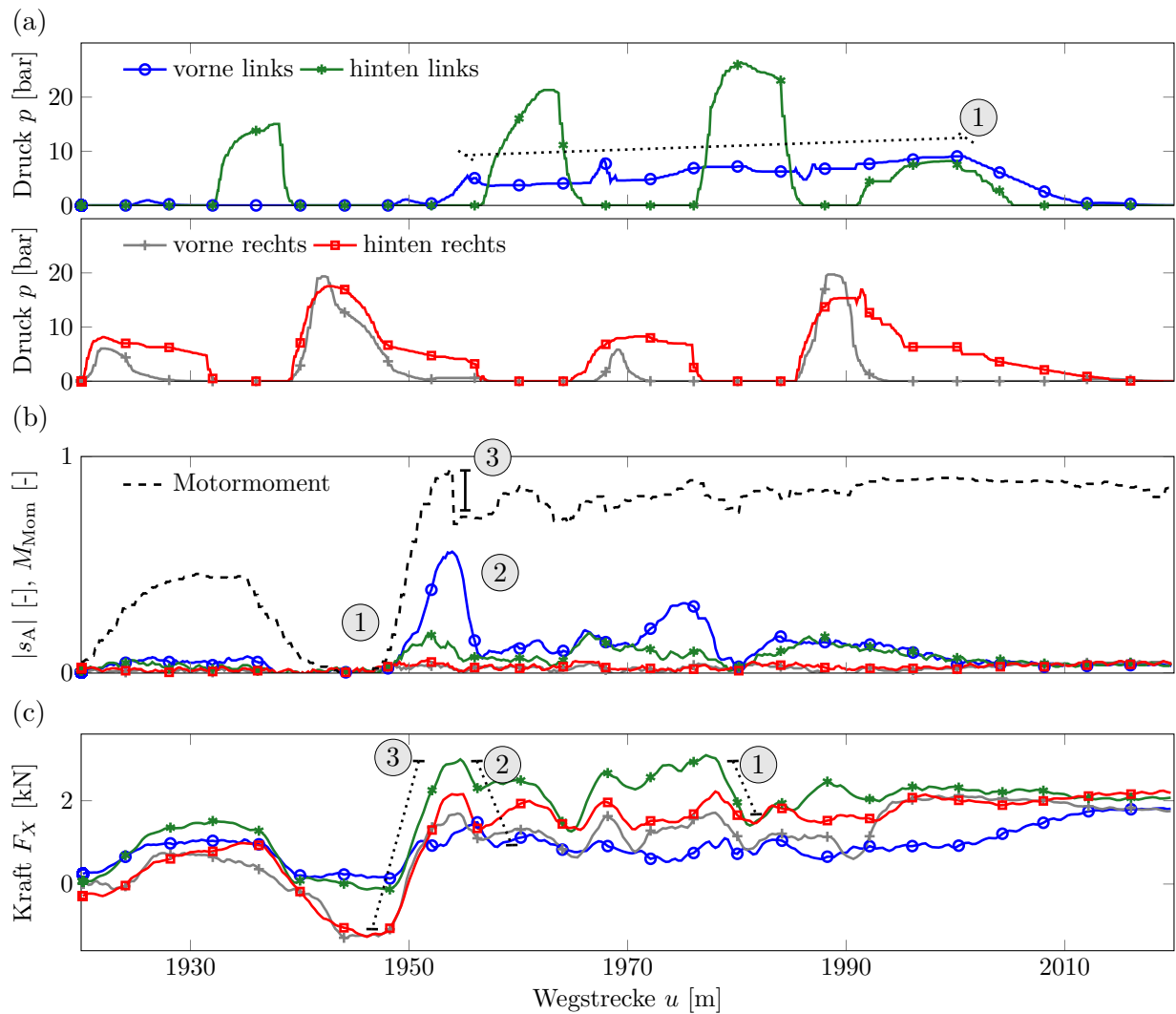


Bild 5.4: Direkte Wirkung des Elektronischen Bremssystems auf die Radlängskräfte, am Beispiel der gemessenen Runde AR2: (a) Bremsdrücke, (b) Betrag der Antriebs-schlüpfe (Normierungsbereich: 0 – 33 %) und Motormoment (0 – 500 Nm), (c) Radlängskräfte

Als ein Schädigungskriterium gilt bekanntlich die größte Spanne zwischen Kraftmaximum und -minimum. Diese kommt jedoch nicht etwa durch die Reglereingriffe selbst zustande, sondern durch die Fahrpedalbetätigung des Fahrers und somit dem Antriebskraftaufbau (c)③. In der Betrachtung einer gesamten auslegungsrelevanten Runde betragen die Spannen für die Radlängskräfte sogar $\Delta F_X \approx 9.5 \text{ kN}$ an der Vorderachse und $\Delta F_X \approx 6 \text{ kN}$ an der Hinterachse, was aus Verzögerungs- und Beschleunigungsvorgängen resultiert, siehe Bild 5.16.

Die durch die Reglereingriffe direkt verursachten Kräfte scheinen somit aus Sicht der Betriebsfestigkeit von untergeordneter Bedeutung zu sein. Diese Beobachtung kann durch folgende einfache Abschätzungen bestätigt werden: Mit den für das Versuchsfahrzeug bekannten Übersetzungen für das Getriebe i_G , das Zentraldifferential i_{ZG} und das Achsdifferential i_{AG} sowie dem dynamischen Rollradius r_{dyn} und dem Wirkungsgrad des Antriebsstrangs η_A ergibt sich die Längskraftänderung an einer Achse aufgrund einer Motormomentänderung ΔM_M zu

$$\Delta F_X = \Delta M_M \cdot i_G \cdot i_{ZG} \cdot i_{AG} \cdot \eta_A / r_{\text{dyn}}. \quad (5.5)$$

Für die in allen hier durchgeführten Messungen auftretende maximale Motormomentreduzierung von $\Delta M_M \approx 130 \text{ Nm}$ ergibt sich im 2. Gang somit eine Längskraftänderung von $\Delta F_X \approx 1.3 \text{ kN} \cdot \eta_A$ an der Vorder- beziehungsweise $\Delta F_X \approx 1.6 \text{ kN} \cdot \eta_A$ an der Hinterachse.

Auch die bei einem Bremsengriff an einem Rad resultierende maximale Längskraft

$$F_X = \frac{c_P \cdot p}{r_{\text{dyn}}} \quad (5.6)$$

kann, unter Vernachlässigung des am Rad wirksamen Antriebs- und Beschleunigungsmomentes, vereinfacht abgeschätzt werden. Mit den Bremsenbeiwerten $c_{P_{V/H}}$ ergeben sich über alle Messungen gesehen maximale Bremskräfte von $F_X \approx 4 \text{ kN}$ an der Vorder- beziehungsweise $F_X \approx 2.3 \text{ kN}$ an der Hinterachse. Bild 5.5 verdeutlicht zudem, dass die hierbei wirkenden maximalen Bremsdrücke in der Runde AR2 lediglich einmalig (a) auftreten. Wesentlich häufiger werden hingegen geringere Bremsdrücke gestellt. Außerdem zeigt sich in (b), dass in der Runde CR2 vergleichsweise deutlich geringere aktive Bremsengriffe stattfinden. Auf diesen Unterschied wird im nächsten Abschnitt nochmals eingegangen.

Es ist also ersichtlich, dass die Fahrwerkslasten im Wesentlichen durch die Streckencharakteristik in Form von Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen sowie Kurvenfahrten bestimmt werden, nicht aber durch Reglereingriffe. Diese haben dennoch einen enormen Einfluss auf die Betriebslasten, denn eine stabile Überfahrt im fahrdynamischen Grenzbereich ohne Verlust der Fahrzeugkontrolle wäre ohne die Regelsysteme nur schwer möglich. Dieser Sachverhalt wird anhand der Simulationsergebnisse in Abschnitt 5.3.3 verdeutlicht.

5.2.3 Radkräfte und -momente

In Bild 5.6 sind die auf den jeweiligen Mittelwert normierten fiktiven Schädigungen der Radkräfte und -momente aller Einzelrunden dargestellt. Innerhalb einer Messvariante zeigt sich eine überwiegend gute Reproduzierbarkeit. Zwischen den Messvarianten sind jedoch teilweise deutliche Unterschiede zu erkennen. Die Ursache lässt sich primär auf die jeweilige Fahrstrategie in Form der gefahrenen Trajektorie und Geschwindigkeit zurückführen. Die Rundenzeiten des Fahrers 1 (Messvariante A) liegen demnach $t \approx 3 \text{ s}$ unter denen

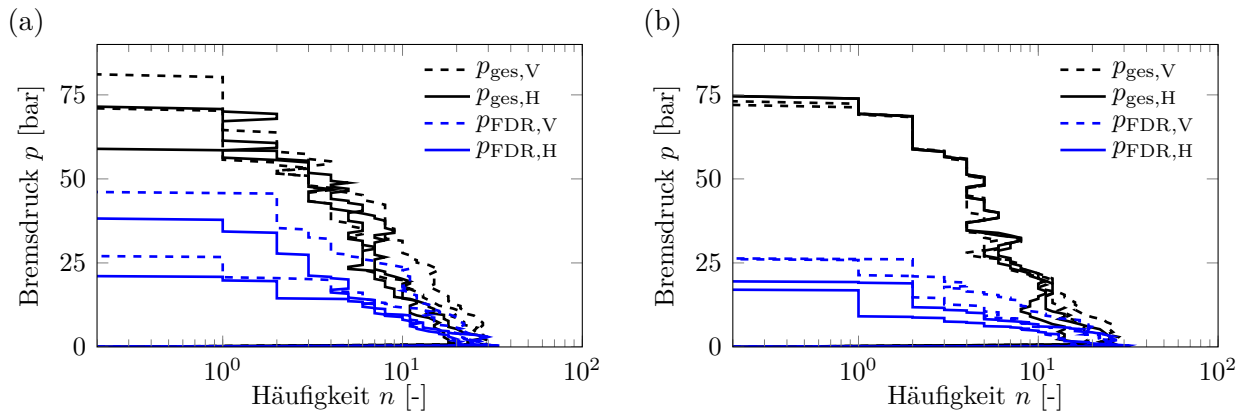


Bild 5.5: Klassengrenzenüberschreitungsanzahlungen der Bremsdrücke an allen vier Rädern, differenziert nach allen wirksamen Bremsdrücken (p_{ges} : Bremspedalbetätigung, FDR, ABS, ASR) sowie nur von der FDR aktiv gestellte Bremsdrücke (p_{FDR}): (a) AR2, (b) CR2

des Fahrers 2 (Messvariante B, C). Nachfolgend werden die wesentlichen Auffälligkeiten diskutiert.

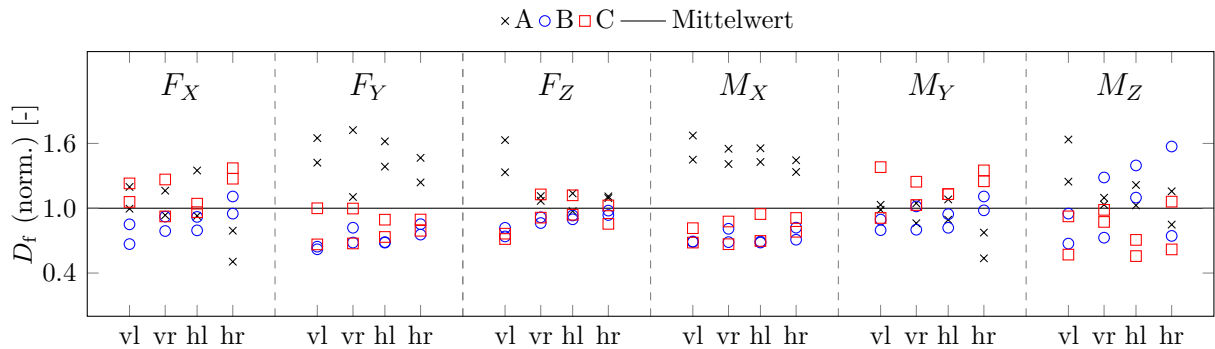


Bild 5.6: Fiktive Schädigungen der Radkräfte -und momente aller gemessenen Runden, normiert auf den jeweiligen Mittelwert.

F_X & M_Y : In den Längskräften F_X und den dazugehörigen Drehmomenten M_Y zeigt sich eine vergleichbare Verteilung der fiktiven Schädigungswerte, wobei in der Messvariante C tendenziell höhere Schädigungen auftreten. Dies ist in höheren Bremsmomenten beim Bremsen vor oder während den Kurven begründet, was durch die Klassengrenzenüberschreitungsanzahlungen der Längsverzögerungen in Bild 5.7 (a) bestätigt wird. Im Bereich von $-9 \text{ m/s}^2 \leq a_x \leq -6 \text{ m/s}^2$ treten höhere Verzögerungen und Häufigkeiten auf. Messvariante B hingegen zeigt niedrigere Längsverzögerungen und dementsprechend niedrigere Schädigungen. Die Antriebsmomente sind in allen gemessenen Runden relativ identisch, was an den ähnlichen Kollektivformen im positiven Längsbeschleunigungsbereich erkennbar ist. Aufgrund der Kursführung und den Fahrvorgaben ist dies erwartungsgemäß, da aus jeder Kurve heraus, unabhängig des fahrerischen Könnens, mit voller Fahrpedalbetätigung beschleunigt wird. Auffällig ist noch die wesentlich niedrigere fiktive Schädigung am Rad hinten rechts der Messvariante A. Auf dem Rechtskurs wird beim schnellen Fahrer 1

dieses meist kurveninnere rechte Hinterrad häufiger entlastet als bei Fahrer 2, was zu einer Abnahme des Längskraftpotentials führt. Somit wird an diesem Rad weniger Bremskraft beziehungsweise -moment abgesetzt.

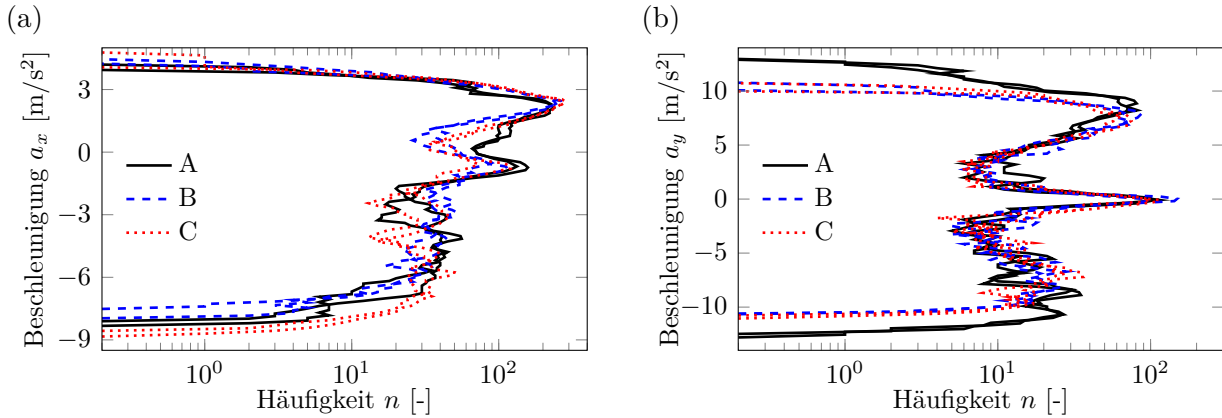


Bild 5.7: Klassengrenzenüberschreitungsanzahl der Beschleunigungen aller gemessenen Runden: (a) Längsbeschleunigung, (b) Querb beschleunigung

F_Y & M_X : In den Seitenkräften F_Y und den dazugehörigen Sturzmomenten M_X ist eine deutliche Überhöhung der fiktiven Schädigungen der Messvariante A sichtbar. Die Ursache liegt in den geringeren Rundenzeiten des Fahrers 1. Der Zeitgewinn ist primär auf ein schnelleres Durchfahren der Kurven zurückzuführen. Die Klassengrenzenüberschreitungsanzahlungen der Querb beschleunigungen in Bild 5.7 (b) bestätigen diesen Sachverhalt (quadratische Abhängigkeit: $a_y = \frac{v^2}{R_p}$, siehe (5.1)). Aus diesen wirksamen höheren Querb beschleunigungen resultieren somit höhere Seitenkräfte und Sturzmomente.

F_Z & M_Z : Auffällig sind die erhöhten fiktiven Schädigungen der Messvariante A in der Radkraft F_Z am Rad vorne links. Diese resultieren primär aus einer unterschiedlichen Fahrstrategie des Fahrers 1 im Streckenabschnitt $1900 \text{ m} \leq u \leq 2300 \text{ m}$: Unter anderem aufgrund seiner in der anfänglichen Linkskurve weiter außen liegenden Fahrspuren erreicht er am Ende dieses Abschnitts eine um bis zu $v \approx 5 \text{ m/s}$ höhere Geschwindigkeit, siehe Bild 5.8 (a). In der folgenden starken Rechtskurve wirken daher Querb beschleunigungen von bis zu $a_y \approx 12 \text{ m/s}^2$, wodurch sich am Rad vorne links bis zu $\Delta F_Z \approx 2 - 3 \text{ kN}$ höhere Radlasten ergeben als beim Fahrer 2, siehe (b). Bei den Radmomenten M_Z zeigt sich eine breite Streuung der fiktiven Schädigungen. Es hat sich herausgestellt, dass diese aus „Einzelereignissen“ resultiert, welche an mehreren Stellen des Kurses auftreten. Hierbei handelt es sich um wenige (10 – 20) Asphalterhebungen in Form kleiner Schwellen, die die Räder zu kurzzeitigen Schwingungen um die Hochachse mit hohen Lastamplituden anregen. Das Auftreten dieser Spitzen ist über alle Messvarianten reproduzierbar, die Amplituden sind jedoch stark vom aktuellen Fahrzustand abhängig. Aufgrund der Sensitivität der Schädigungsberechnung, siehe Abschnitt 2.1.3, ergibt sich daraus eine breite Streuung. Zudem werden die Schädigungswerte überwiegend durch das Residuum bestimmt. Die Schwingungen sind auch in den weiteren Radkräften und -momenten erkennbar, fallen dort bei der Schädigungsberechnung, aufgrund der vergleichsweise geringen Höhe, jedoch weniger ins Gewicht.

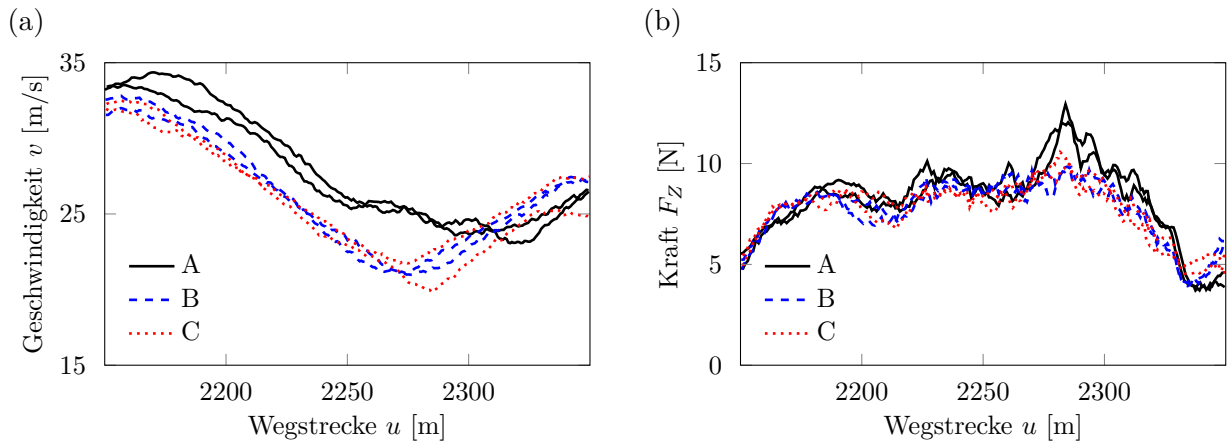


Bild 5.8: Wegverläufe aller gemessenen Runden: (a) Fahrzeuggeschwindigkeit v , (b) Radvertikalkraft F_Z

Die Auswertung der Messergebnisse zeigt, dass die Fahrstrategie erwartungsgemäß den schädigungsrelevantesten Einfluss nimmt. Höhere Kurvengeschwindigkeiten erzeugen höhere Seitenkräfte und Sturzmomente. In den Längskräften und Drehmomenten ist primär das Bremsverhalten schädigungsdominierend. Auch eine veränderte Wank- und Nickdynamik des Fahrzeugaufbaus mit ihrem Einfluss auf die Längskraftpotentialverteilung spiegelt sich in diesen Größen wider. Die Radlast wird hierdurch ebenfalls beeinflusst. Bei den fiktiven Schädigungen der Radmomente M_Z hat sich gezeigt, dass Einzelereignisse in Form kleiner Schwellen einen größeren Einfluss nehmen als in anderen Größen. Hierzu sei angemerkt, dass M_Z für den auf diesem Manöver basierenden Ermüdungsfestigkeitsnachweis von untergeordneter Bedeutung ist und somit vernachlässigt werden kann.

5.3 Gesamtfahrzeugsimulation

In diesem Abschnitt werden die notwendigen Anforderungen an das Simulationsmodell zur Umsetzung des Manövers und zur Nutzung des Elektronischen Bremssystems EBS als SiL-Modell beschrieben. Zudem werden Relativvergleiche der Ergebnisse verschiedener Simulationsvarianten – analog zu den Messvarianten in Abschnitt 5.2.3 – diskutiert.

5.3.1 Anforderungen an das Simulationsmodell

In Abschnitt 5.2 wird gezeigt, dass in der Messung neben geregelten Bremseingriffen auch Motoreingriffe auftreten. Um das Motormanagement des Reglers auch in der Simulation nutzen zu können, ist ein Modell zur Abbildung der Getriebelogik sowie eine EBS-Motormomentenschnittstelle notwendig. Die Modelle sind in dieser Arbeit in FORTRAN 77 umgesetzt und über eine User-Defined-Force an das Fahrzeugmodell angebunden, siehe Bild 3.6. Zur Parametrierung werden die einzelnen Getriebeübersetzungen i_G , eine maximale Motormomentenkennlinie $M_{M,max}$ als Funktion der Motordrehzahl n_M und die Schaltaktivierungszeitpunkte zum Hoch- und Runterschalten in Form von Motordrehzahlen benötigt. Da keine Kurbelwelle modelliert ist, siehe Abschnitt 3.2.1, muss die vom Gesamt-

fahrzeugmodell kommende Getriebedrehzahl n_G zunächst in die Motordrehzahl

$$n_M = n_G \cdot i_G \quad (5.7)$$

überführt werden. Die dazu benötigte aktuelle Gangübersetzung i_G wird durch phänomenologisch nachgebildete Schaltvorgänge ermittelt, welche beim Über- beziehungsweise Unterschreiten einer bestimmten Drehzahl ausgelöst werden. Das Motormoment

$$M_M = M_{M,\max}(n_M) \cdot P_F \quad (5.8)$$

wird schließlich durch eine Skalierung der maximalen Motormomentkennlinie mit der vom Gesamtfahrzeugmodell kommenden Fahrpedalstellung P_F berechnet. Sendet das EBS SiL-Modell Anforderungen an die Motormomentenschnittstelle, so wird das ermittelte Motormoment durch die Fallunterscheidung

$$M_M = \begin{cases} \min(M_M, M_{M,\text{EBS}}) & \text{für ASR}_{\text{aktiv}} \\ \max(M_M, M_{M,\text{EBS}}) & \text{für MSR}_{\text{aktiv}} \end{cases} \quad (5.9)$$

modifiziert und wird entweder erhöht ($\text{MSR}_{\text{aktiv}}$) oder reduziert ($\text{ASR}_{\text{aktiv}}$).

Die vom EBS SiL-Modell ermittelten Bremseingriffe werden direkt an das Gesamtfahrzeugmodell gesendet. Die Aufprägung der Bremsmomente wird ohne Einsatz des Reibwertmodells der Radbremse aus Abschnitt 4.3 vorgenommen, da dessen Einfluss bei diesem Manöver von untergeordneter Bedeutung ist.

Die aerodynamisch wirksamen Kräfte und Momente werden, in Anlehnung an [88], anhand dimensionsloser Beiwerte berücksichtigt, welche aus Windkanalmessungen in Abhängigkeit vom aktuellen Anströmwinkel vorliegen. Unter der Annahme, dass für die Windgeschwindigkeit $v_{\text{Wind}} = 0 \text{ m/s}$ gilt, ist der Anströmwinkel gleich dem Schwimmwinkel des Fahrzeugs. Die aerodynamischen Kräfte und Momente werden vereinfacht im Schwerpunkt des Fahrzeugs aufgeprägt.

Für die Reifenmodellierung wird auf dem Handlingkurs, im Gegensatz zu den Schlechtwegsimulationen, kein strukturdynamischer und somit rechenintensiver Ansatz benötigt. Wie bereits in Abschnitt 3.2.1 beschrieben, wird daher das kennlinienbasierte Pacejkamodell eingesetzt.

5.3.2 Trajektorie und Geschwindigkeit

In Abschnitt 5.2 ist als wesentlicher Einflussfaktor auf die Fahrwerkslasten die Fahrstrategie in Form der Trajektorie und Geschwindigkeit gezeigt. Für einen direkten Vergleich mit den Messdaten und zur Bewertung der Simulationsmethode an sich werden diese Vorgaben zunächst aus den Messungen abgeleitet. Hierfür werden die Messdaten des DGPS-Systems (Abschnitt 3.1.2) mittels einer OpenCRG Routine (Abschnitt 3.2.1) in ein lokales ortsfestes kartesisches Koordinatensystem transformiert, in welchem auch die vermessene Straßenoberfläche vorliegt. Die Spurvorgabe für den Lenkregler (Abschnitt 3.2.1) ist somit abhängig von der aktuellen Fahrzeugposition (Wegstrecke u) auf dem Rundkurs definiert. Die für den Pedalregler (Abschnitt 3.2.1) benötigte Sollgeschwindigkeit stammt aus der

optischen Geschwindigkeitsmessung (Abschnitt 3.1.2) und liegt ebenfalls positionsabhängig vor. Schaltvorgänge werden nicht direkt vom Fahrregler vorgenommen, sondern, wie im vorherigen Abschnitt erläutert, über eine phänomenologisch nachgebildete Schaltlogik umgesetzt. Die verschiedenen Simulationsvarianten werden nachfolgend entsprechend ihrer Trajektorie und Geschwindigkeit analog zu den Messvarianten bezeichnet, siehe Tabelle 5.1.

5.3.3 Regelsystemeingriffe

In der Simulation tritt analog zur Messung das Elektronische Bremssystem in den Kurven (FDR), beim Herausbeschleunigen aus den Kurven (ASR), beim Bremsen vor oder während den Kurven (ABS) sowie bei einem zu hohen Motorschleppmoment (MSR) auf, siehe Bild 5.9.

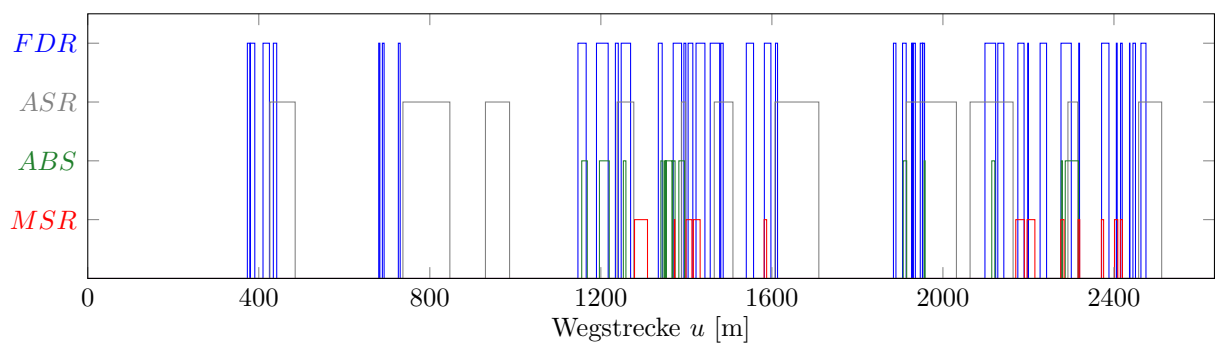


Bild 5.9: Simulation AR2: Art und Häufigkeit der Reglereingriffe

Eine Gesamtfahrzeugsimulation ohne Berücksichtigung des Elektronischen Bremssystems würde zu falschen Lastaussagen führen. Dies wird bestätigt durch den Vergleich zweier Simulationen, mit und ohne Regelsystem: Ohne stabilisierende FDR-Bremseingriffe gerät das Fahrzeugmodell häufig in Bereiche großer Schwimmwinkel, was sich in einer höheren Radseitenkraft widerspiegelt und in Bild 5.10 beispielhaft für ein Teilstück mit leichter Links- und anschließender Rechtskurve dargestellt ist. Das Fahrzeugmodell übersteuert in der Rechtskurve, wodurch die Radseitenkraft hinten links zunächst betragsmäßig stärker zunimmt und daraufhin einbricht, was eine größere Schwingspanne erzeugt. Auch

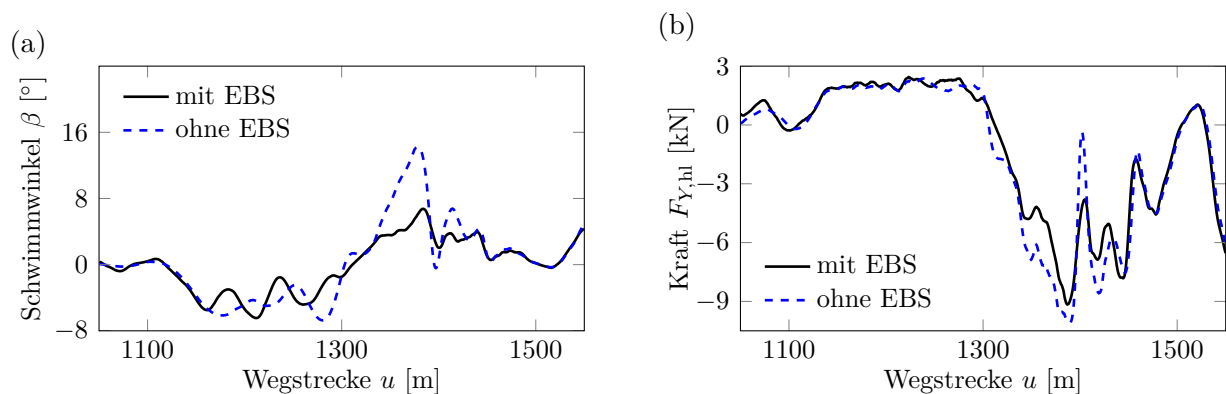


Bild 5.10: Simulation (AR2) mit und ohne Regelsystemmodell: (a) Schwimmwinkel, (b) Radseitenkraft

bei Betrachtung des Linkskurvenausschnittes in Bild 5.11 zeigt sich, dass der Beschleunigungsvorgang ab $u \approx 1900$ m ohne einen entsprechenden ASR Motor- und Bremseingriff in der Folge zu einer großen Lastspitze in der Radlängskraft des durchdrehenden Rades vorne links führt.

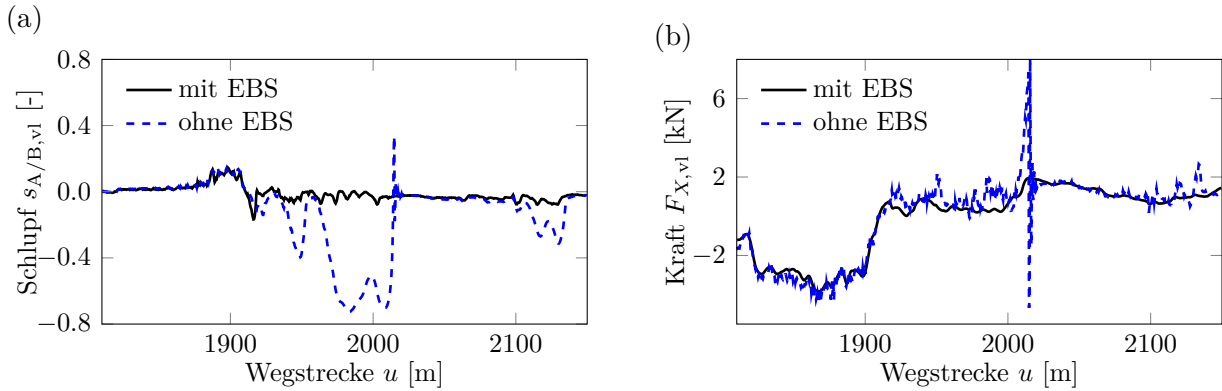


Bild 5.11: Simulation (AR2) mit und ohne Regelsystemmodell: (a) Schlupf, (b) Radlängskraft

Zudem sei erwähnt, dass die Simulation ohne Elektronisches Bremssystem nur mit sehr großen Spurabweichungen, stark reduzierten Kurvengeschwindigkeiten oder aufgrund völligem Stabilitätsverlust gar nicht möglich ist. Die Verwendung eines entsprechenden Reglermodells ist somit zwingende Voraussetzung, um Lastabschätzungen vorzunehmen.

5.3.4 Radkräfte und -momente

In Bild 5.12 sind, identisch zur Diskussion der Messungen in Abschnitt 5.2.3, die auf den jeweiligen Mittelwert normierten fiktiven Schädigungen der Radkräfte und -momente aller simulierten Einzelrunden dargestellt. Die bereits in den Messergebnissen beobachtete Reproduzierbarkeit innerhalb einer Variante und die Unterschiede zwischen den Varianten sind auch hier erkennbar. Der Einfluss der Fahrstrategie äußert sich wieder in höheren

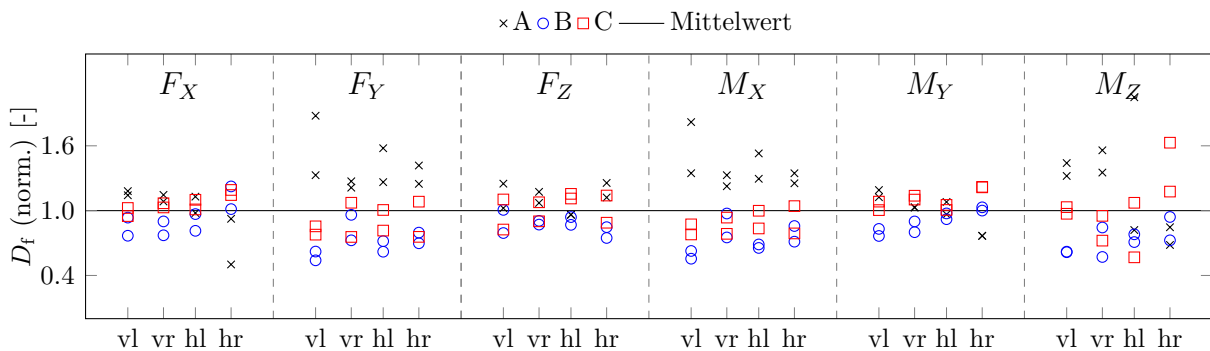


Bild 5.12: Fiktive Schädigungen der Radkräfte -und momente aller simulierten Runden, normiert auf den jeweiligen Mittelwert.

Seitenkräften F_Y und Sturzmomenten M_X bei der Messvariante A. Auch der Einfluss des Bremsverhaltens mit den höheren Schädigungen der Variante C in den Längskräften F_X

und Drehmomenten M_Y im Vergleich zur Variante B , zeigt sich in den Simulationsergebnissen. Die höhere Dynamik im Nick- und Wankfreiheitsgrad des Fahrzeugaufbaus bei der Variante A führt auch in der Simulation zu einem niedrigeren Kraftpotential am Rad hinten rechts, wodurch Längskraft und Bremsmoment weniger schädigend sind als bei den restlichen Varianten. Die „Einzelereignisse“ in Form kleiner Schwellen führen ebenfalls zu einer großen Streuung in den Schädigungen der Radmomente M_Z . In der Verteilung zeigen sich teilweise Unterschiede zur Messung. Die Schädigungsrechnung ist hier jedoch maßgeblich durch Einzelereignisse und das Residuum bestimmt, weswegen die im Zeitbereich eigentlich sehr ähnlichen Signale in der Schädigungsdarstellung stark unterschiedlich sind. Die einzige Auffälligkeit aus der Messung, die sich hier nicht zeigt, ist die erhöhte Schädigung in der Radlast F_Z vorne links der Variante A . Die Ursache ist ein in den Simulationen abweichendes Fahrverhalten in dem Streckenabschnitt $1900\text{ m} \leq u \leq 2300\text{ m}$. Wie bereits anhand der Messdatenauswertung gezeigt, treten hier gegen Ende vergleichsweise hohe Radlasten auf, welche in den Simulationen nicht derart stark überhöht sind. Auf diese Abweichung wird im nachfolgenden Abschnitt nochmals eingegangen.

Relativaussagen basierend auf unterschiedlichen Fahrstrategien lassen sich demnach mit dieser Simulationsmethode treffen. Ein direkter Absolutvergleich wird im nächsten Abschnitt diskutiert.

5.4 Erreichbare Simulationsgüte

Beispielhaft wird in diesem Abschnitt ein Absolutvergleich der Ergebnisse der Einzelrunde $AR2$ zwischen Messung und Simulation vorgenommen. Wie in den vorherigen Abschnitten dargestellt, setzt diese Runde fahrdynamisch höhere Ansprüche und generiert überwiegend die höchsten Belastungen.

5.4.1 Fahrzustandsgrößen

Der Einfluss der Fahrstrategie auf die Radkräfte und -momente ist bereits mehrfach erwähnt. Einer Reproduzierbarkeit der Soll-Trajektorie und Soll-Geschwindigkeit durch den virtuellen Fahrer kommt demnach eine hohe Bedeutung zu.

Bild 5.13 zeigt den Abstand der aus der CRG-Vermessung bekannten Fahrbahnbegrenzungen zu einem in der Fahrzeugmitte befindlichen Fahrzeugreferenzpunkt während der gemessenen Runde $AR2$. Die Fahrtrajektorie dieser Messung ($\Delta v = 0\text{ m}$) ist die Vorgabe für die Nachsimulation, deren Spurtreue ebenfalls eingezeichnet ist. Es zeigt sich, dass die Spurabweichung maximal $\Delta v \approx 0.9\text{ m}$ beträgt. Zur Einordnung dieser Abweichung sind zusätzlich zwei weitere gemessene Fahrtrajektorien dargestellt. Demnach scheint es keine sogenannte Idealspur zu geben, es zeigt sich vielmehr eine breite Streuung. Wie bereits mehrfach erwähnt, wählt Fahrer 2 eine abweichende Strategie ($CR1$), jedoch zeigen sich selbst bei Fahrer 1 unterschiedliche Fahrtrajektorien ($AR1$ ggü. $AR2$ bei $\Delta v = 0\text{ m}$). Die Spurabweichungen in der Nachsimulation liegen demnach deutlich innerhalb der Bandbreite der Messungen. Der Vergleich der Fahrzeuggeschwindigkeit in Bild 5.14 zeigt ebenfalls eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation, mit nur geringen Abweichungen.

Die genannten geringfügigen Abweichungen in der Trajektorie und Geschwindigkeit lassen auf ebenfalls gut übereinstimmende Beschleunigungskollektive schließen, siehe Bild 5.15.

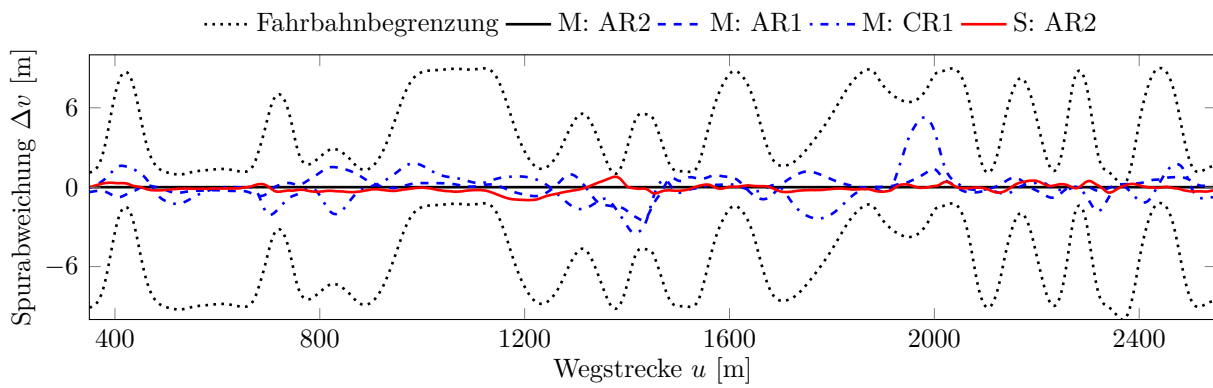


Bild 5.13: Messung (M) und Simulation (S): Spurabweichungen gegenüber der Fahrtrajektorie aus Messung *AR2* ($\Delta v = 0$ m)

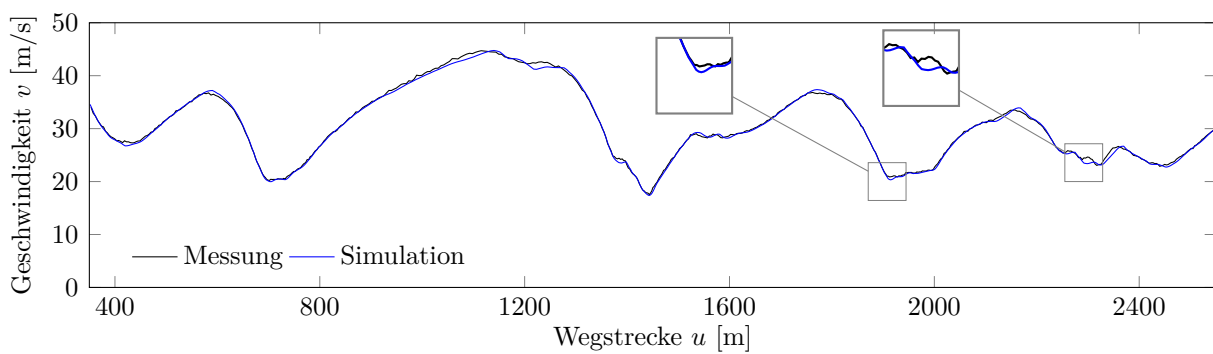


Bild 5.14: Messung und Simulation (*AR2*): Geschwindigkeit

Auffällig ist lediglich der geringere Querbeschleunigungsbereich in der Simulation. Ein Defizit im Querbeschleunigungsvermögen des hier verwendeten Reifenmodells konnte durch die Simulation einer stationären Kreisfahrt ausgeschlossen werden. Die Ursache liegt vielmehr an einer leicht reduzierten Fahrzeuggeschwindigkeit in zwei Kurven. Die Linkskurve beginnend bei $u = 1920\text{ m}$ wird in der Simulation mit einer um $v \approx 0.6\text{ m/s}$ niedrigeren Geschwindigkeit angefahren, was in Verbindung mit einer abweichenden Lenkbewegung zu einer niedrigeren Querbeschleunigung führt. Auch in der Rechtskurve bei $u \approx 2260\text{ m}$ ist das Fahrzeugmodell in der Simulation um $v \approx 1\text{ m/s}$ langsamer, was bei der dort vorliegenden Kurvenkrümmung zu einer Reduzierung der Querbeschleunigung um $\Delta a_y \approx 1\text{ m/s}^2$ führt. Diese Geschwindigkeitsdifferenzen können im fahrdynamischen Grenzbereich leicht auftreten und entsprechende Abweichungen in den Fahrzuständen (hier insbesondere der Querbeschleunigung) verursachen.

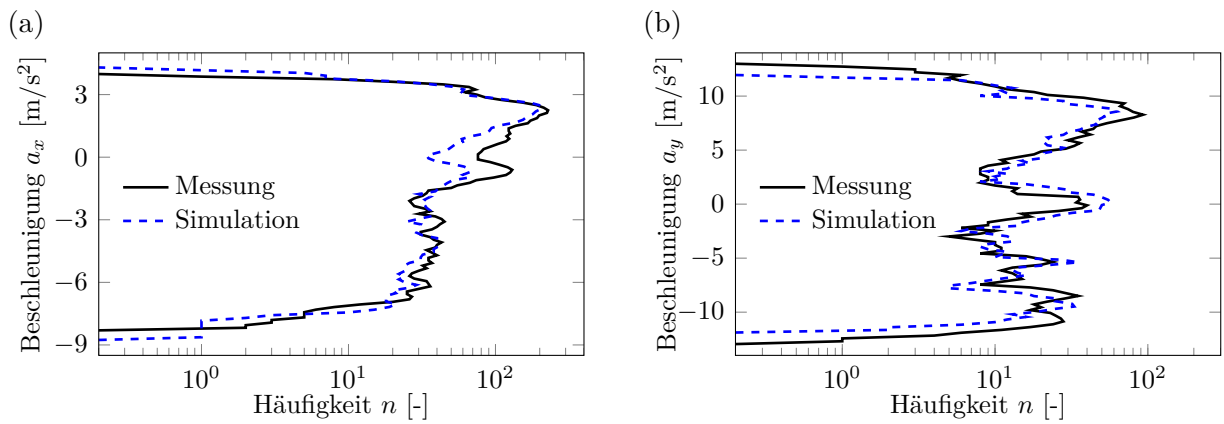


Bild 5.15: Klassengrenzenüberschreitungszählung der Beschleunigungen der Runde AR2, Messung und Simulation: (a) Längsbeschleunigung, (b) Querbeschleunigung

5.4.2 Radkräfte

Für eine detaillierte Bewertung der Simulationsergebnisse aus Sicht der Betriebsfestigkeit ist die Darstellung der Klassengrenzenüberschreitungszählungen der Radkräfte sowie deren fiktiven Summenschädigungsverläufe zweckmäßig. Der Übersicht halber wird auf die Darstellung der Radmomente verzichtet. Sowohl in den Kollektivformen (Bild 5.16) als auch den resultierenden fiktiven Summenschädigungsverläufen (Bild 5.17) zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen. In den fiktiven Schädigungen gibt es eine maximale Abweichung von $\Delta D_f \approx 42\%$ in F_Y am Rad hinten rechts, alle anderen Werte weichen zwischen $4\% \leq \Delta D_f \leq 28\%$ von den Messungen ab. Unter Berücksichtigung der Sensitivität der Summenschädigungsberechnung (Abschnitt 2.1.3), sind die Ergebnisse aus Sicht der Betriebsfestigkeit als sehr gut einzuschätzen. Nachfolgend werden die wesentlichen Unterschiede kurz erläutert.

F_X : Insbesondere hinten rechts ist auffällig, dass in der Messung höhere Antriebskräfte (positiver Wertebereich) auftreten. Dies liegt primär an der Verteilung der Antriebskräfte in der Rechtskurve bei $u \approx 1440\text{ m}$. An dieser Stelle wird das Rad vorne rechts aufgrund eines zu hohen Antriebsschlupfes durch einen ASR-Bremseingriff leicht abgebremst. Das

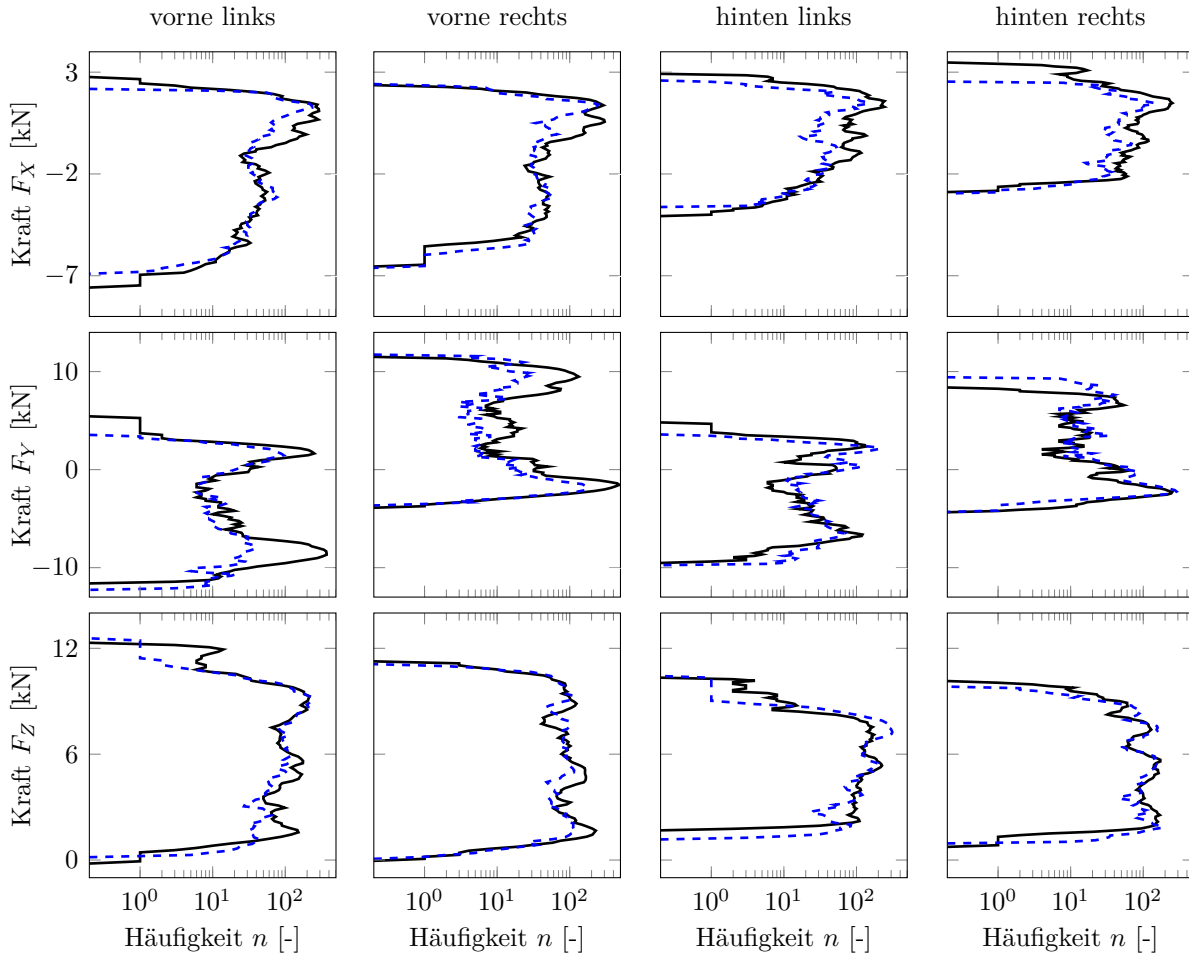


Bild 5.16: Messung (-) und Simulation (--) (AR2): Klassengrenzenüberschreitungszählungen der Radkräfte

dort frei werdende Antriebsmoment verlagert sich nach hinten rechts. In der Simulation kommt es ebenfalls zu dieser Momentenumverteilung aufgrund eines ASR-Bremseingriffs, dieser ist jedoch geringer ausgeprägt.

F_Y : Auf der linken Fahrzeugseite sind in der Messung zwei Einzelereignisse zu beobachten (positiver Wertebereich), die in der Simulation zwar auch auftreten, jedoch weniger stark. Hierbei handelt es sich um die bereits angesprochenen Schwellen. Der Einfluss auf die fiktiven Summenschädungsverläufe ist jedoch gering. Hinten rechts zeigt sich in der Simulation zudem eine höhere positive Seitenkraft. Diese kommt durch eine zur Messung abweichende Radlastverlagerung in der Linkskurve bei $u \approx 2000$ m zustande. Das Rad hinten rechts wird dort stärker belastet, wodurch mehr Seitenkraft in dieser mit hoher Querbeschleunigung gefahrenen Kurve abgesetzt wird.

F_Z : An der linken Fahrzeugseite bestätigt sich die zuvor bereits erwähnte Erkenntnis (siehe Abschnitt 5.2.3 und 5.3.4), dass die Radlastüberhöhung in dem Teilstück $2100 \text{ m} \leq u \leq 2300 \text{ m}$ in der Simulation nicht auftritt. Ansonsten werden die Kollektivformen und Summenschädungsverläufe der Messung gut wiedergegeben.

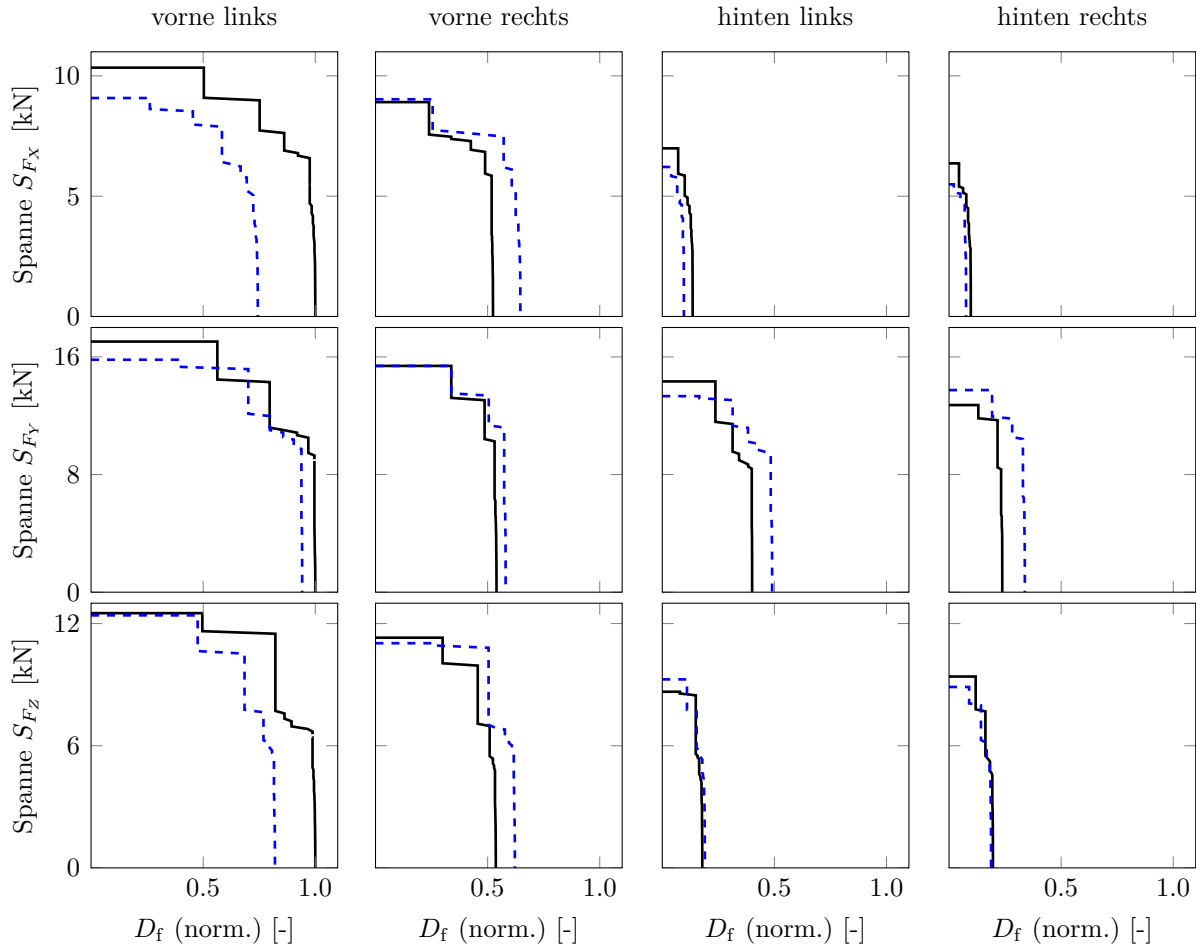


Bild 5.17: Messung (-) und Simulation (--) (AR2): fiktive Summenschädungsverläufe der Radkräfte, jeweils normiert auf den Messwert am Rad vorne links.

Es lässt sich festhalten, dass die Gesamtfahrzeugsimulation die relevanten Radkräfte hinreichend genau reproduziert. Dies wäre ohne Verwendung eines EBS SiL-Modells nicht möglich gewesen.

5.5 Ansätze für zukünftige Berechnungen

Die bislang diskutierten Ergebnisse basieren auf der Nachsimulation von Messfahrten, wobei Solltrajektorien und -geschwindigkeiten gegeben sind. Diese Vorgehensweise eignet sich für Variantenbetrachtungen, sofern Messdaten eines Referenzfahrzeuges – ein Fahrzeug mit identischem Antriebskonzept und ähnlicher Motorisierung – existieren. Kann hierauf nicht zurückgegriffen werden, so müssen die Simulationsvorgaben fahrzeugspezifisch erzeugt werden. Es wird angenommen, dass die Geschwindigkeitsprofile wesentlich stärker abhängig von der jeweiligen Motorisierung und dem Antriebskonzept sind als die gefahrenen Trajektorien. Daher wird nachfolgend eine auf [106] basierende Methode zur fahrzeugspezifischen Generierung eines Geschwindigkeitsprofils vorgestellt, welche auf verfügbaren Trajektorien aufsetzt.

Am Beispiel des Streckenabschnittes in Bild 5.18 (a) lassen sich die wesentlichen Schritte

dieser Methode erläutern:

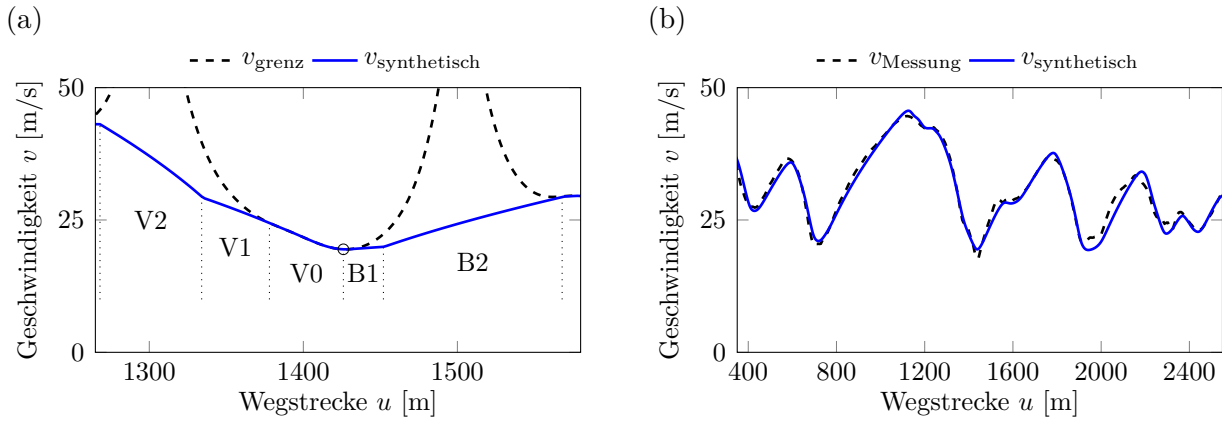


Bild 5.18: Synthetisches Geschwindigkeitsprofil (AR2): (a) Prinzip, (b) Resultat im Vergleich mit gemessenem Profil

(1) Anhand

$$a_{y,\max} = v^2 \cdot \kappa \Rightarrow v_{\text{grenz}} = \sqrt{\frac{a_{y,\max}}{\kappa}} \quad (5.10)$$

werden zunächst Kurvengrenzgeschwindigkeiten v_{grenz} berechnet. Hierfür sind die Angabe einer maximalen Querbesehleunigung $a_{y,\max}$ sowie der Krümmung κ der Sollspur notwendig. Im Bereich eines geraden Streckenabschnittes ($\kappa \rightarrow 0$) ergibt sich so eine theoretisch unendlich hohe Grenzgeschwindigkeit, während in Kurven geringere Grenzgeschwindigkeiten einzuhalten sind.

(2) Ausgehend von den lokalen Minima der Grenzgeschwindigkeit innerhalb der Kurven wird anhand einer zweistufigen Beschleunigung (in der Abbildung bezeichnet mit B1 und B2) der Sollgeschwindigkeitsverlauf in Fahrtrichtung bestimmt. Die dafür notwendigen Beschleunigungen

$$a_{x,\text{Beschleunigung}} = [a_{x,B1} \ a_{x,B2}] \quad (5.11)$$

können entsprechend dem Beschleunigungsvermögen des betrachteten Fahrzeugs gewählt werden. Der anfänglichen Beschleunigung $a_{x,B1}$ liegt die Annahme zugrunde, dass gleichzeitig eine kurvenbedingte Querbesehleunigung wirkt.

(3) Analog wird anhand einer zweistufigen Verzögerung (V1 und V2) der Sollgeschwindigkeitsverlauf in entgegengesetzter Fahrtrichtung berechnet. Diesen zweistufigen Verzögerungen

$$a_{x,\text{Verzögerung}} = [a_{x,V1} \ a_{x,V2}] = \left[\sqrt{a_{\text{ges}}^2 - a_{y,\max}^2} \ a_{x,V2} \right] \quad (5.12)$$

liegt die Annahme zugrunde, dass der Fahrer vor der Kurve zunächst eine reine Geradeausbremsung vornimmt, welche durch die Vorgabe einer maximalen Längsverzögerung $a_{x,V2}$ bestimmt wird. Mit Kurvenbeginn kommt es schließlich zum Kurvenbremsen, weshalb die maximale Längsverzögerung unter Berücksichtigung einer vorgegebenen maximalen Horizontalbesehleunigung a_{ges} berechnet wird (analog Kamm'scher Kreis in Bild 2.8).

(4) Liegt die Kurvengrenzgeschwindigkeit unterhalb der durch die zweistufigen Beschleunigungen beziehungsweise Verzögerungen berechneten Geschwindigkeit, so gilt die Kurvengrenzgeschwindigkeit (V0).

(5) Die Dauer der jeweiligen Stufen richtet sich nach dem lokalen Geschwindigkeitsminimum. Bei zu geringem Abstand zwischen zwei lokalen Minima wird linear zwischen diesen interpoliert (im gezeigten Streckenabschnitt nicht sichtbar).

(6) Aus allen so berechneten Kurven (von allen lokalen Minima ausgehend) wird die untere Hüllkurve als Geschwindigkeitsprofil verwendet. Zur Vermeidung von Unstetigkeiten im Geschwindigkeitsverlauf wird dieses mit einem Tiefpassfilter geglättet.

In Bild 5.18 (b) ist das resultierende Geschwindigkeitsprofil im Vergleich zum gemessenen der Variante *AR2* gezeigt.

Eine weitere Schwierigkeit in frühen Phasen von Entwicklungsprozessen stellt die Verfügbarkeit entsprechender Fahrdynamikregelsystemmodelle als SiL-Modell dar. Eine Möglichkeit, dieses Problem zu umgehen und dennoch eine spurstabile Simulation durchzuführen, könnte die Anhebung des Straßenreibwertes sein, auch über den physikalisch sinnvollen Bereich hinaus. Wie anhand der Messergebnisse in diesem Kapitel dargestellt, liegt der Fokus bei der Vorhersage von Betriebslasten nicht auf den Regelsystemeingriffen selbst, weshalb diese „Linearisierung“ zulässig sein könnte.

Nachfolgend werden die erreichbare Simulationsgüte der beiden Ansätze (1: synthetisches Geschwindigkeitsprofil mit Original-Regler, 2: synthetisches Geschwindigkeitsprofil mit um Faktor zwei erhöhtem Straßenreibwert, ohne Regler) in Form der Klassengrenzenüberschreitungsanzahlen der Radkräfte in Bild 5.19 und der entsprechenden fiktiven Summenschadigungsverläufe in Bild 5.20 dargestellt und die wesentlichen Unterschiede zur Messung kurz erläutert.

F_X : Die Antriebs- (positiver Wertebereich) und Bremskräfte (negativer Wertebereich) sind in den Simulationen meist geringer als in der Messung. Die Ursache liegt primär am Geschwindigkeitsprofil, welches neben geringen Absolutabweichungen auch unterschiedliche Beschleunigungs- und Verzögerungsgradienten aufweist. Auffällig sind jedoch die stark überhöhten Bremskräfte am Rad vorne rechts bei der Simulation mit Regelsystem (1). Entgegen den bisherigen Erkenntnissen aus den Gesamtfahrzeugmessungen und der entsprechenden Nachsimulationen kommt es an diesem Rad zu zwei schadigungsrelevanten FDR-Bremseingriffen mit $p \approx 80$ bar. Das synthetische Geschwindigkeitsprofil gibt hier ($u \approx 1180$ m) eine im Vergleich zur Messung um $v \approx 1$ m/s höhere Kurveneingangsgeschwindigkeit vor. Aufgrund der dadurch wirksamen Querbeschleunigung von $a_y \approx 10.5$ m/s² gerät das Fahrzeug in Schleuderbewegungen, und die FDR-Bremseingriffe sind zur Stabilisierung notwendig. Hinten rechts wird, wie schon in der Nachsimulation (siehe Abschnitt 5.4.2), die Antriebskraftverlagerung in der Simulation nicht abgebildet. In den fiktiven Schädigungen ergeben sich Abweichungen von $41\% \leq \Delta D_f \leq 73\%$, relativ zur Messung.

F_Y : Die Seitenkräfte aus beiden Simulationen liegen im Bereich der Messergebnisse. Es zeigen sich lediglich etwas höhere Seitenkräfte auf der linken Fahrzeugseite in Rechtskurven (negativer Wertebereich) sowie auf der rechten Fahrzeugseite in Linkskurven (positiver Wertebereich) bei beiden Simulationen. Dies ist auf leicht erhöhte Kurvengeschwindigkeiten im synthetischen Geschwindigkeitsprofil bei $u \approx 700$ m und $u \approx 1750$ m zurückzuführen. In der Simulation mit erhöhtem Straßenreibwert (2) sind die Seitenkräfte vergleichsweise höher als in der Simulation mit Regelsystemmodell (1). Dies ist aufgrund des

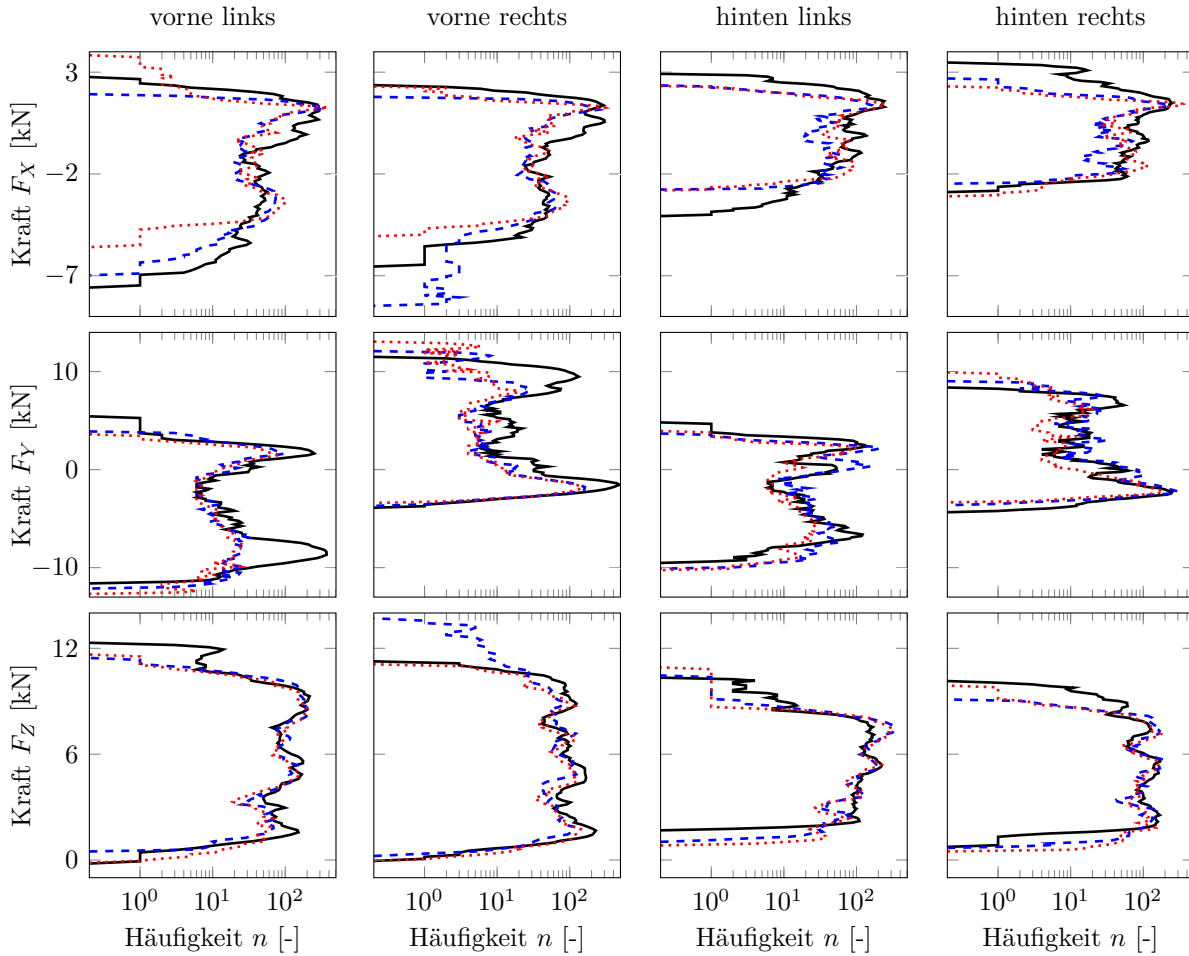


Bild 5.19: Messung (-) und Simulation mit synthetischem Geschwindigkeitsprofil (1: mit Regelsystem: --) , 2: hoher Straßenreibwert: ...) ($AR2$): Klassengrenzenüberschreitungszählungen der Radkräfte.

höher absetzbaren Kraftpotentials so zu erwarten und spiegelt sich auch in den fiktiven Schädigungen wider. Insgesamt ergibt sich hier eine Abweichung aller Simulationen von $0\% \leq \Delta D_f \leq 41\%$ relativ zur Messung.

F_Z : Wie schon bei der in Abschnitt 5.3 durchgeführten Nachsimulation fehlt am Rad vorne links die Überhöhung der Radlasten in beiden Simulationen. Ein gravierender Unterschied zeigt sich zudem vorne rechts in der Simulation mit Regelsystem (1). Hier spiegelt sich, wie auch schon in den Längskräften, die zu hohe Kurvengeschwindigkeit bei $u \approx 1180 \text{ m}$, und somit eine zu hohe Radlastverlagerung, wider. Insgesamt ergibt sich eine Abweichung in den fiktiven Schädigungen aller Simulationen von $6\% \leq \Delta D_f \leq 118\%$ relativ zur Messung.

Die Ergebnisse bestätigen, dass bereits marginale Unterschiede im Geschwindigkeitsprofil zu abweichenden Fahrwerkslasten führen können. Waren diese Abweichungen in den Messvarianten noch auf Bremsungen des Fahrers selbst oder unterschiedliche Kurvengeschwindigkeiten zurückzuführen, so nehmen bei der Simulation mit synthetischem Geschwindig-

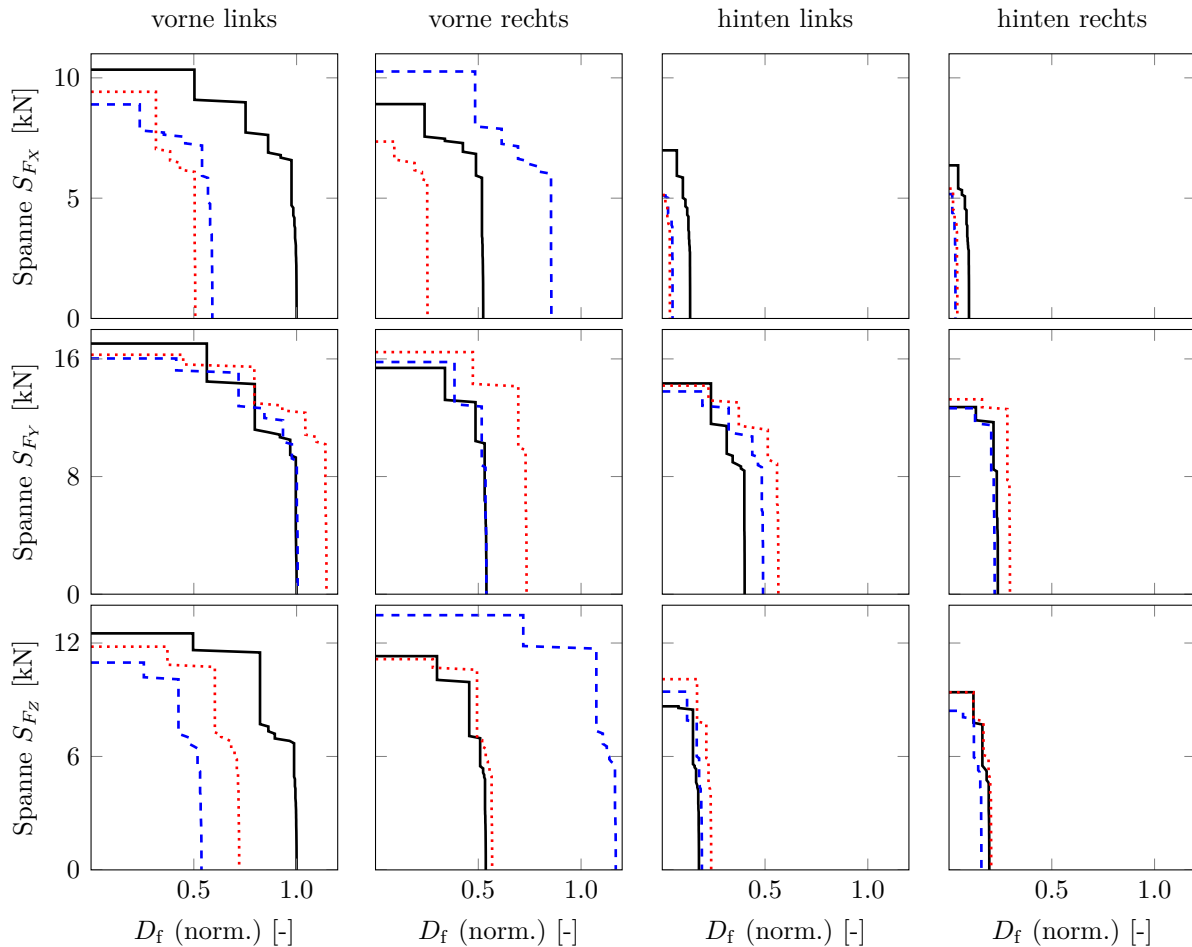


Bild 5.20: Messung (-) und Simulation mit synthetischem Geschwindigkeitsprofil (1: mit Regelsystem: (---), 2: hoher Straßenreibwert: (···)) (AR2): fiktive Summenschadungsverläufe der Radkräfte, jeweils normiert auf den Messwert am Rad vorne links.

keitsprofil die Regelsystemeingriffe einen großen Einfluss. Umso wichtiger ist es, mit für die Vorausberechnung erzeugten Geschwindigkeitsprofilen keine zu starke und quasi irreale Überschreitung der Stabilitätsgrenze hervorzurufen. Hier bietet sich ein Herantasten „von unten“ an das maximal erreichbare Geschwindigkeitsprofil an. Zur Plausibilisierung der geregelten Bremseneingriffe und zur Feinabstimmung der synthetischen Profile ist zudem ein Austausch mit den Systemlieferanten empfehlenswert. Grundsätzlich sind die vereinfachten Ansätze zur Abschätzung von Radkräften und -momenten, insbesondere in frühen Phasen der Entwicklung, jedoch geeignet. Auch, da die Abweichungen zwischen den verschiedenen Messvarianten selbst meist noch höher sind, siehe Bild 5.6.

5.6 Fazit

Die aus dem Handlingmanöver resultierenden Lasten können anhand Gesamtfahrzeugsimulationen mit Regler SiL-Modellen in der Nachsimulation hinreichend genau ermittelt werden. Hierbei ist die Verwendung eines EBS-Modells zur Fahrzeugstabilisierung, bei-

spielsweise bei hohen Schwimmwinkeln, notwendig. Die direkt durch Reglereingriffe verursachten Lasten sind zwar vergleichsweise gering, eine spurstabile Überfahrt ist ohne entsprechendes EBS-Modell aber nicht möglich. Steht kein Modell zur Verfügung, kann zwar eine Simulation mit reduzierter Geschwindigkeit vorgenommen werden, jedoch können die Versuchsvorgaben (kürzeste Rundenzeit) aufgrund der hohen fahrdynamischen Ansprüche nicht erfüllt werden. Die Lasten wären zu gering und würden das Kundenverhalten nicht repräsentieren. Als Alternative zur Verwendung eines SiL-Modells kann der Straßenreibungswert angehoben werden, was in der hier durchgeführten Untersuchung zwar eine spurstabile Überfahrt ermöglicht, jedoch zu leicht überschätzten Seitenkräften führt; und somit eine konservative Abschätzung ermöglicht.

Als wesentlicher Einflussfaktor auf die Lasten ist die Fahrstrategie (Trajektorie, Geschwindigkeit) anzusehen. Eine Auswertung verschiedener Messvarianten zeigt, dass hierdurch die fiktiven Schädigungszahlen um bis zu Faktor drei voneinander abweichen, was durch entsprechende Simulationen bestätigt wird. Um diesen enormen Fahrereinfluss in Vorausberechnungen zu berücksichtigen, kommt der Vorgabe der Soll-Trajektorie und Soll-Geschwindigkeit eine zentrale Bedeutung zu. Steht keine entsprechende Referenz (identisches Antriebskonzept, vergleichbare Motorisierung) zur Verfügung, so müssen diese fahrzeugspezifisch generiert werden.

Unter der Annahme, dass im Geschwindigkeitsprofil wesentlich größere fahrzeugspezifische Unterschiede zu erwarten sind, wurde ein Ansatz zur Erzeugung eines synthetischen Geschwindigkeitsprofils übernommen, welcher auf bereits existierenden Trajektorien basiert. Die so simulierten Lasten zeigen eine überwiegend gute Übereinstimmung mit den Messdaten. Auffällig ist jedoch, dass bei stark überhöhten Kurvengeschwindigkeiten die vom Regler gestellten Bremseneingriffe wider Erwarten zu schädigungsrelevanten Lasten führen. Zur Plausibilisierung des synthetischen Geschwindigkeitsprofils sollten daher stets Abgleiche mit real gemessenen Profilen vorgenommen sowie Rücksprache mit erfahrenen Fahrern gehalten werden. Zudem sollte zur Analyse und Plausibilisierung der Reglereingriffe stets das Know-how des Systemlieferanten mit einbezogen werden. Sollten keine Trajektorien zur Verfügung stehen, finden sich in der Literatur zahlreiche Methoden [19, 54, 97].

Kapitel 6

Experimentelle und simulative Analyse der Dämpferregelung auf Schlechtweg

Geregelte Feder- und Dämpferkomponenten haben das Potential, die Fahrsicherheit und vor allem den Fahrkomfort zu erhöhen (Abschnitt 2.2.3). Die Anzahl und Komplexität entsprechender Systeme wird daher zukünftig weiter steigen und somit auch die Anforderungen an entsprechende Simulationsmodelle. In diesem Kapitel wird der Einfluss eines solchen Systems auf Lastkollektive sowie die Möglichkeit zur Durchführung entsprechender Gesamtfahrzeugsimulationen untersucht. Das Versuchsfahrzeug (Abschnitt 3.1) wird hierfür umgerüstet auf eine Luftfeder mit Niveauregulierung sowie eine semiaktive Verstelldämpfung. Die Untersuchungen werden am Beispiel einer für den Ermüdungsfestigkeitsnachweis repräsentativen Schlechtwegstrecke vorgenommen. Da bei den dort auftretenden hochdynamischen Anregungen keine Niveauregulierung stattfindet, liegt der Fokus auf der Untersuchung der Verstelldämpfungsregelung. Geeignete Aktorikmodelle sind hingegen für beide Komponenten erforderlich. Für die Untersuchungen kommt wiederum der auf dem Steuergerät des Versuchsfahrzeugs aufgespielte Reglercode als SiL-Modell zum Einsatz, siehe Abschnitt 3.2

In Abschnitt 6.1 werden zunächst grundlegende Betrachtungen vorgenommen. Neben der Beschreibung der Regelsystemkomponenten werden die Besonderheiten bezüglich der Dämpfung bei Schlechtwegerproben erläutert. Die Abschnitte 6.2 und 6.3 umfassen die experimentelle Analyse sowie die Validierung entsprechender Simulationsmodelle der Verstelldämpfer und Luftfedern. In Abschnitt 6.4 erfolgt die Analyse von Gesamtfahrzeugmessungen sowie die Diskussion der erreichbaren Gesamtfahrzeugsimulationsgüte. Um Aussagen auch für andere betriebsfestigkeitsrelevante Manöver zu treffen, wird in Abschnitt 6.5 zudem eine simulative Betrachtung des Manövers aus Kapitel 5 vorgenommen.

6.1 Vorbetrachtungen

Nach einer Beschreibung der in diesem Kapitel betrachteten Komponenten werden Anforderungen an ein Komponentenmessprogramm aus typischen Schlechtweganregungen abgeleitet. Zudem wird eine auf Schlechtweg allgemein auftretende Dämpfungsproblematik erläutert und am Beispiel eines Zweimassenschwingers für die hier verwendete Verstell-

dämpfung betrachtet.

6.1.1 Der Vertikaldynamikregelkreis

Bild 6.1 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Niveau- und Dämpferregelsystems. Regelabweichungen und Störgrößen werden durch den Fahrer sowie die Fahrbahn verursacht: Der **Fahrer** nimmt durch Fahrvorgaben und der Wahl von Fahrprogrammen (Sport/Komfort) Einfluss auf die Vertikaldynamikregelung. Sein Handlungsspielraum ist bei der Lastdatenermittlung durch straffe Versuchsvorgaben (Geschwindigkeit, Fahrstrecken, Fahrprogramm) eingeschränkt, siehe Abschnitt 2.1.4. Die Straßenoberfläche (**Fahrbahn**) von Schlechtwegstrecken wird, aufgrund der starken Vertikalanregungen, die Regelungsaktivitäten maßgeblich beeinflussen. Die **Sensorik** übermittelt Zustandssignale (Einfederungen zwischen Aufbau und Rad, Aufbaubeschleunigungen u.a.) an den auf dem Steuergerät vorhandenen **Regler**. Dieser ermittelt auf Basis der Fahrzustandsgrößen, der Vorgeschichte der Regelung sowie dem Regelungsprinzip die Sollstromvorgaben, siehe auch Abschnitt 2.2.3. Mittels eines Stromreglers werden die Vorgaben schließlich in Ansteuersignale für die Luftfedern und die Dämpfer umgesetzt. Zur **Luftfeder** selbst kommt noch der zur Ni-

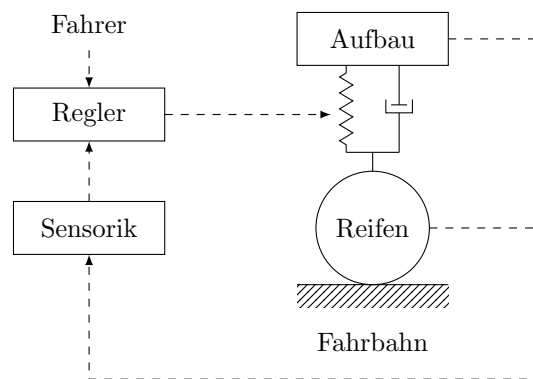


Bild 6.1: Komponenten der Vertikaldynamikregelung

veauregulierung notwendige Pneumatikkreis mit Druckspeichereinheit, Kompressor, Pneumatikleitungen, Stellventilen und einem Ablassventil hinzu. Wie bereits erwähnt, ist die Funktionsweise dieses Regelkreises jedoch niederfrequent und somit bei den hochdynamischen Schlechtweganregungen nicht relevant. Die **Dämpferaktorik** besteht aus einem hydraulisch-mechanischen Dämpfer in Form eines erweiterten Zweirohrdämpfers, siehe Bild 6.2. Die Dämpfungskraft ergibt sich aufgrund von Druckdifferenzen am im Innenrohr geführten Kolben. Diese sind geschwindigkeitsabhängig und resultieren aus verschiedenen Drosseln und Ventilen, welche der Ölbewegung einen hydraulischen Widerstand entgegensetzen. In Zugrichtung (sogenanntes Ausfedern, Dämpfungskraft und -geschwindigkeit stets im positiven Wertebereich, siehe auch Bild 0.2) ist hierfür die Kennung des Bodenplattenventils, in Druckrichtung (Einfedern, negativer Wertebereich) die Kennung des Kolbenventils maßgeblich. Zusätzlich befindet sich in einem über ein Zwischenrohr ermöglichten Bypass ein extern liegendes Proportionalventil. Mit diesem wird der hydraulische Widerstand im Bypass in Form eines Öffnungsquerschnittes kontinuierlich über die Vorgabe eines Magnetspulenstroms, und somit der Bewegung eines Ankers, eingestellt. Ein großer Öffnungsquerschnitt ($I = 0.3 \text{ A}$) führt zu niedrigeren Dämpfungskräften als ein kleiner Öffnungsquerschnitt ($I = 1.6 \text{ A}$), welcher zu dementsprechend hohen Dämpfungskräften

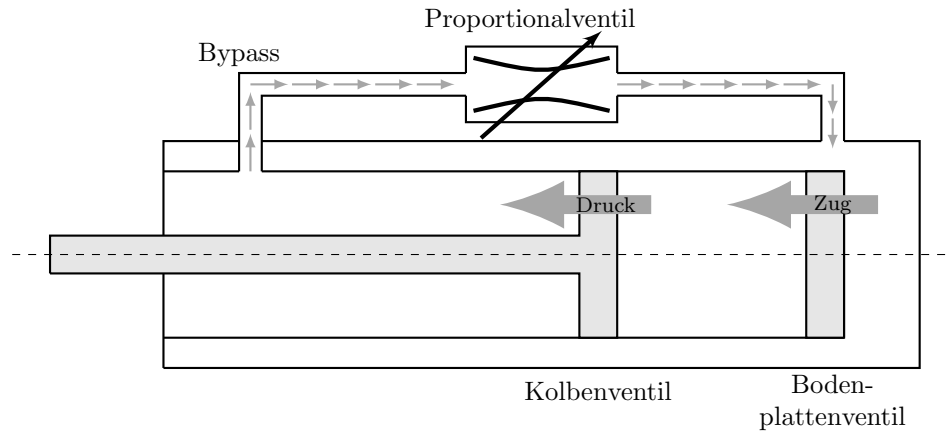


Bild 6.2: Prinzipskizze der Verstelldämpfung: Proportionalventil stets in gleicher Richtung, Kolben- und Bodenplattenventil hauptsächlich abhängig vom Bewegungszustand durchströmt.

führt. Aufgrund der Dämpferbauform wird das Proportionalventil stets in gleicher Richtung durchströmt.

6.1.2 Komponentenanregungen auf Schlechtweg

Die Auslegung von Federungs- und Dämpfungssystemen wird vorrangig für Anregungen vorgenommen, die im alltäglichen Fahrbetrieb auftreten. Diese lassen sich den Bereichen des Klein- und Großsignalverhaltens zuordnen [62]: Für Handlinguntersuchungen sind demnach Amplituden von einigen Millimetern und Frequenzen deutlich unter $f = 10 \text{ Hz}$ relevant (Großsignalverhalten). Schwingungsanalysen und Komfortbewertungen werden bei Amplituden im Bereich kleiner $A = 1 \text{ mm}$ und Frequenzen weit über $f = 10 \text{ Hz}$ durchgeführt (Kleinsignalverhalten). Auf Schlechtwegstrecken hingegen treten Geschwindigkeiten deutlich über $v = 1 \text{ m/s}$ auf (Extremsignalverhalten). Zur Parametrierung und Validierung adäquater Simulationsmodelle liegen meist keine entsprechenden Informationen vor. In dieser Arbeit werden daher die notwendigen Komponentenvermessungen durchgeführt.

Der für die Dämpfer relevante Geschwindigkeitsbereich lässt sich aus Gesamtfahrzeugmessungen ableiten, siehe Bild 6.3 (a). Dieser stammt aus der Differentiation der Radeinfederwege, unter vereinfachter Annahme eines konstanten Übersetzungsverhältnisses. Es treten überwiegend Geschwindigkeiten im Bereich $-3 \text{ m/s} \leq v \leq 2 \text{ m/s}$ auf. In Einzelfällen auch $v \approx -4.5 \text{ m/s}$ beziehungsweise $v \approx 3 \text{ m/s}$. Bei Sonderereignissen, wie beispielsweise einer Senkendurchfahrt, kommt es sogar zu Geschwindigkeiten von bis zu $v \approx -6 \text{ m/s}$, siehe Bild 6.3 (b).

Das physikalische Verhalten von Luftfedern ist nichtlinear und abhängig von der jeweiligen Anregungsfrequenz und -amplitude [31]. Anhand der relativen Häufigkeit der aus den Radeinfederwegen ermittelten Anregungsamplituden in Bild 6.4 (a) wird deutlich, dass ein hoher Anteil der Amplituden unter $A = 10 \text{ mm}$ liegt. In diesem Bereich sind Versteifungseffekte aufgrund der Amplitudenabhängigkeit – zunehmende Steifigkeit bei abnehmenden Amplituden – zu erwarten. Es ist jedoch anzunehmen, dass die dort entstehenden Kräfte vergleichsweise gering und somit von untergeordneter Bedeutung für die Betriebsfestigkeit sind, siehe auch Abschnitt 6.3. Die Hauptanregungsfrequenzen liegen gemäß der PSD-

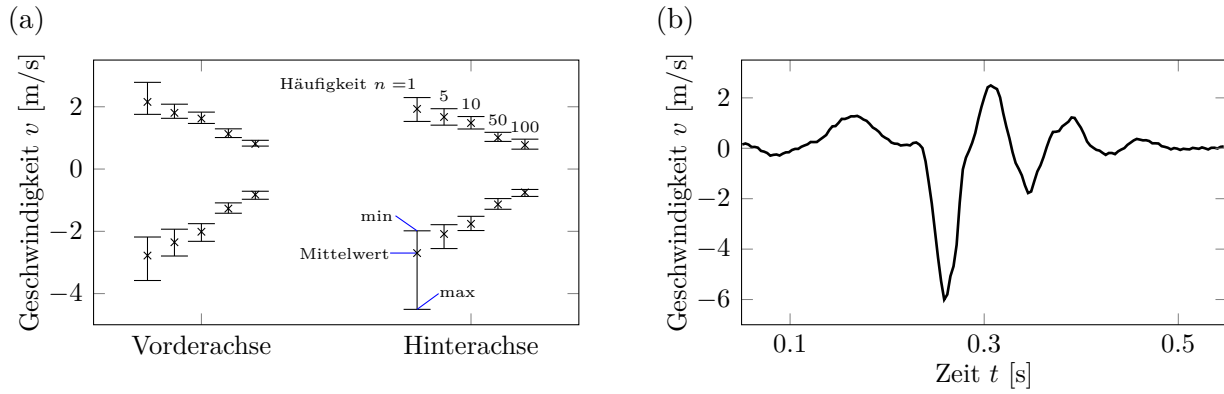


Bild 6.3: Dämpfergeschwindigkeiten auf Schlechtweg: (a) Klassengrenzenüberschreitungen (ausgewählte Häufigkeiten) für 78 Überfahrten auf der hier betrachteten Ermüdungsfestigkeitsstrecke, (b) Zeitverlauf einer Senkendurchfahrt

Darstellung in Bild 6.4 (b) im Bereich zwischen $1 \text{ Hz} \leq f \leq 4 \text{ Hz}$.

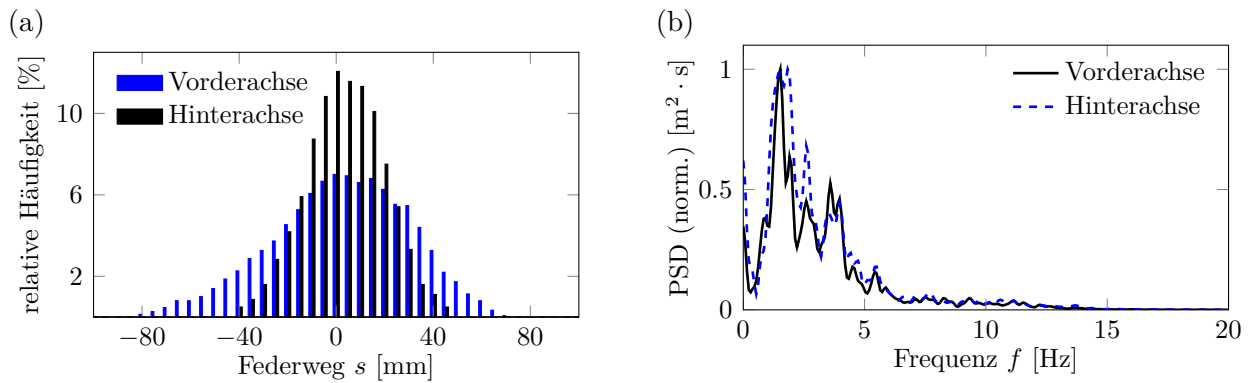


Bild 6.4: Luftfederanregungen: (a) relative Häufigkeit, (b) Leistungsdichtespektrum der Federwege

6.1.3 Erforderliche Dämpfung auf Schlechtweg

Ein Kriterium bei der Abstimmung von Feder- und Dämpferkomponenten ist ein ausreichendes Dämpfungsmaß. Dieses lässt sich vereinfacht an einem Zweimassenschwinger herleiten. Gemäß Bild 6.5 ergeben sich die Differentialgleichungen der vertikalen Freiheitsgrade des Aufbaus und des Reifens zu

$$m_A \cdot \ddot{z}_A = -k_A \cdot (\dot{z}_A - \dot{z}_R) - c_A \cdot (z_A - z_R) \quad (6.1)$$

und

$$m_R \cdot \ddot{z}_R = -k_A \cdot (\dot{z}_R - \dot{z}_A) - c_A \cdot (z_R - z_A) - c_R \cdot (z_R - z_E). \quad (6.2)$$

Unter Vernachlässigung der Kopplung ergibt sich hieraus das Aufbaudämpfungsmaß

$$D_A = \frac{k_A}{2 \cdot \sqrt{m_A \cdot c_A}}. \quad (6.3)$$

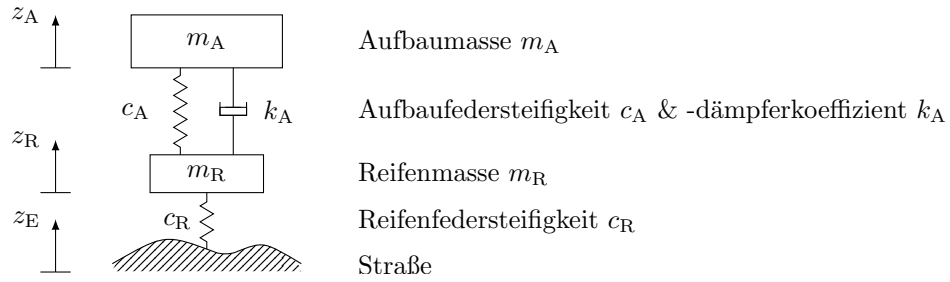


Bild 6.5: Zweimassenschwinger

Bei Annahme eines konstanten Aufbaudämpferkoeffizienten k_A nimmt dieses mit steigender Aufbaufedersteifigkeit c_A ab. Wie bereits erwähnt, erfolgt die Abstimmung für beim Kunden alltäglich auftretende Anregungen, welche im Bereich weitestgehend konstanter Aufbaufedersteifigkeiten um die Niveaunulllage liegen. Auf Schlechtwegstrecken kommt es hingegen häufig zu großen Auslenkungen. Der dann wirksame Puffereinsatz beim Einfedern und der Zuganschlag beim Ausfedern ergeben eine stark progressive Aufbaufedersteifigkeit, siehe auch Bild 3.7 (a). Das Dämpfungsmaß ist hier unter Umständen zu gering, was zu hohen Kraftspitzen und Bauteilbeschädigungen führen kann. Die gemessenen Lastdaten wären nicht mehr repräsentativ, siehe Abschnitt 2.1.4. Daher werden in Gesamtfahrzeugproben häufig Dämpfer mit einer härteren Kennung als die der Seriendämpfer eingesetzt. Eine Einschränkung des Freiheitsgrades – durch zu hohe Dämpferkräfte – muss jedoch vermieden werden.

Anhand einer Betrachtung am Zweimassenschwinger kann die im Rahmen dieser Arbeit vermessene Verstelldämpfung auf ihre Tauglichkeit für die Gesamtfahrzeugmessungen hin überprüft werden. Es wird eine zur Schlechtwegstrecke äquivalente Weganregung z_E aus der CRG-Oberfläche abgeleitet. Die Massenparameter m_A und m_R werden entsprechend dem Versuchsfahrzeug gewählt, die nichtlineare Steifigkeit c_A ergibt sich aus der FKE-Messung, siehe Bild 3.7, und die konstante Steifigkeit c_R aus der Reifenvermessung. Bild 6.6 zeigt die resultierenden Einfederwege unter Verwendung der weichen, mittleren und harten Aufbaudämpferkennung des Vorderachsdämpfers. Die weiche Kennung führt zu häufigen

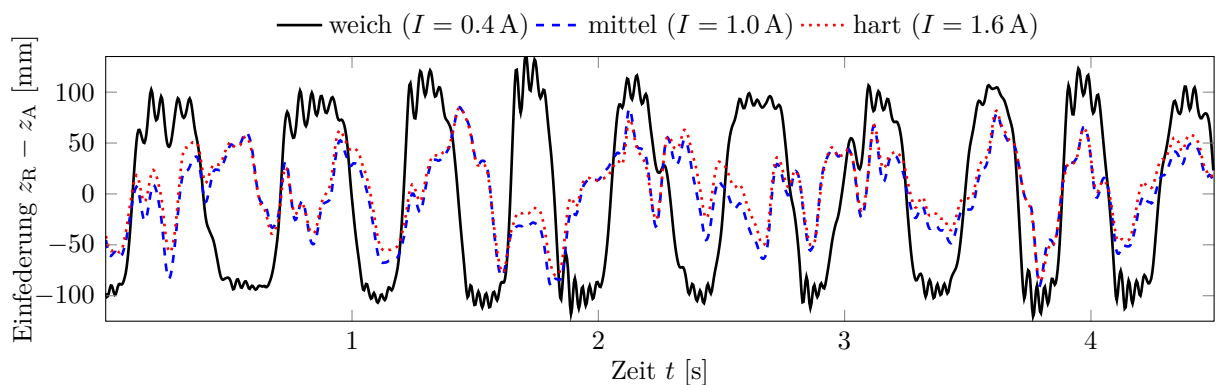


Bild 6.6: Zweimassenschwinger: Relativbewegung zwischen Aufbau und Rad für verschiedene Dämpferbestromungen bei Schlechtweganregung, Vorderachsdämpfer

Puffereinsätzen beim Einfedern und Zuganschlägen beim Ausfedern, hohe Kraftspitzen bis

hin zu Bauteilbeschädigungen sind zu erwarten. Erst ab einer Dämpferbestromung von $I \approx 1.0 \text{ A}$ treten diese nicht mehr auf.

Mittels dieser einfachen Betrachtung können somit bereits im Vorfeld von Gesamtfahrzeugmessungen zu geringe Dämpferkräfte ausgeschlossen werden. Zukünftig sollte diese Methode auch auf andere Fahrzeugmodelle übertragen werden. Startpunkt einer Dämpferkraftiteration können streckenspezifische Erfahrungswerte sein, beispielsweise in Form eines Überhöhungsfaktors in Relation zu den Seriendämpfern. Eine abschließende Überprüfung kann mittels einer Gesamtfahrzeugsimulation vorgenommen werden.

6.2 Dämpfermodellvalidierung

Zur Ermittlung der Dämpfercharakteristik mit dem Ziel der Parametrierung von Simulationsmodellen werden Messungen an einem servohydraulischen Komponentenprüfstand durchgeführt. In diesem Abschnitt werden das Messprogramm und die Simulationsmodelle vorgestellt sowie eine entsprechende Auswertung und Validierung vorgenommen.

6.2.1 Messprogramm

Zum Komponentenmessprogramm zählen die sogenannte VDA-Messung, eine Messung mit rampenförmiger Weganregung, eine Stromsprungmessung sowie eine Schlechtwegmessung:

1. Eine offizielle Richtlinie der **VDA-Messung** existiert nicht, mögliche Hinweise kann die in [105] erwähnte VDA-Spitzenwert-Methode geben. Im allgemeinen Sprachgebrauch und zahlreichen Veröffentlichungen [42] hat sich das Erzwingen der Sinusweganregung

$$z_{\text{Dae,e}} = A \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (6.4)$$

bei konstanter Amplitude A und unterschiedlichen Frequenzen f in Abhängigkeit der Zeit t etabliert, was mit den zu dieser Zeit weit verbreiteten Kurbeltrieb-Prüfständen leicht umsetzbar war. Ermittelt wird die gemessene Kraft im Nulldurchgang ($z_{\text{Dae,e}} = 0 \text{ mm}$), bei der die Geschwindigkeit

$$\dot{z}_{\text{Dae,e}} = v = A \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t) \quad (6.5)$$

maximal ist und keine Beschleunigungskräfte auftreten. Die resultierende Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie in Bild 6.7 (b) bietet die Möglichkeit, Spreizungen von Verstelldämpfern übersichtlich darzustellen oder verschiedene Dämpfer miteinander zu vergleichen. Sie lässt jedoch lediglich eine statische Betrachtung zu und gibt keinerlei Rückschlüsse auf dynamische Effekte des Dämpfers. Die Betrachtung der dazugehörigen Kraft-Weg-Verläufe (a) wird, vor allem bei Anregungen im Extremsignalbereich, dringend empfohlen. Im Rahmen dieser Arbeit werden verschiedene Frequenzen mit einer Wiederholung von $n = 3$ Sinusperioden, bei konstanten Amplituden von $A = 50 \text{ mm}$ und jeweils konstanter Dämpferventilbestromung, gemessen. Der Geschwindigkeitsbereich ergibt sich zu $v \approx \pm 4 \text{ m/s}$. Das Dämpferkennfeld des semiaktiven Dämpfers wird bei Stromstützstellen im Abstand von $I \approx 0.2 \text{ A}$ innerhalb der Weich- und Hartkennung ermittelt. Aufgrund der hohen Anregungsgeschwindigkeiten und der Anzahl an Wiederholungen muss auf eine ausreichende Kühlung des Dämpfers geachtet werden.

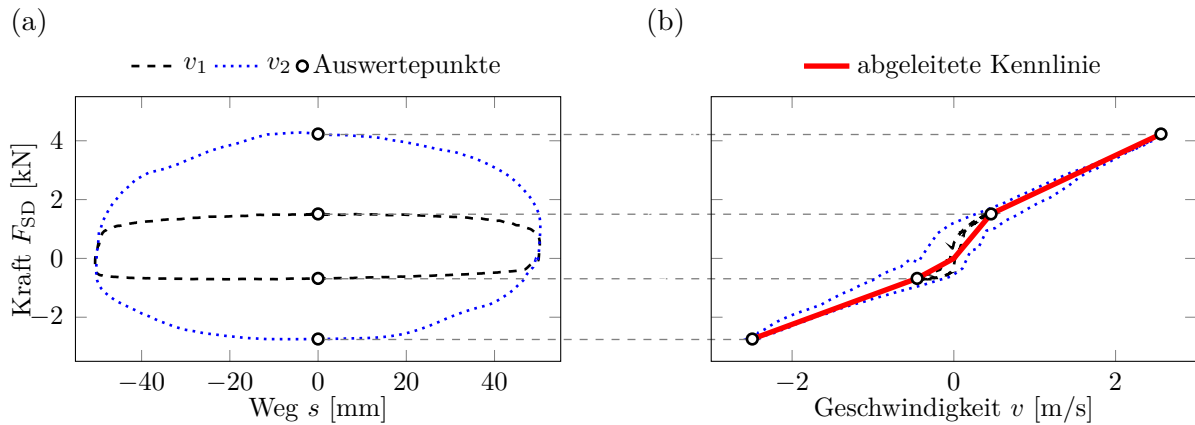


Bild 6.7: Ableitung statische Dämpferkennlinie, beispielhaft für zwei Sinusweganregungen ($v_{1,\max} \approx 0.5 \text{ m/s}$ und $v_{2,\max} \approx 2.5 \text{ m/s}$, jeweils bei $I = 1.6 \text{ A}$): (a) dynamische Kraft-Weg-Kurven, (b) dynamische Kraft-Geschwindigkeits-Kurven und resultierende statische Kennlinie

2. Das Leistungsvermögen (Ölversorgung) servohydraulischer Prüfstände kommt bei der Messung nach VDA, aufgrund der mehrfachen Wiederholungen ($n = 3$), häufig an seine Grenzen. Für hohe Geschwindigkeiten wird daher in [6] eine Messung mit **rampenförmiger Weganregung** vorgeschlagen, bei jeweils verschiedenen Amplitudengradienten $\Delta A/\Delta t$. Dieser Messung geht anfänglich eine Grundentlüftung (Sinusweganregung mit $A = 50 \text{ mm}$, $f = 1 \text{ Hz}$ und $n = 10$) und jedem weiteren Messabschnitt eine Zwischenentlüftung (Sinusweganregung mit $A = 50 \text{ mm}$, $f = 1 \text{ Hz}$ und $n = 3$) voraus, um das Öl in den Dämpferarbeitskammern zu beruhigen. Außerdem werden vor und nach jeder Rampe eine Konditionierung (Positionieren auf Start bzw. Mitte mit $v = 0.1 \text{ m/s}$) und Haltephase ($t = 5 \text{ s}$) durchgeführt. Die Messung findet getrennt für die Weganregung in Zug und Druck statt, womit innerhalb eines Zyklus keine Bewegungsrichtungsumkehr auftritt. Ermittelt wird wiederum die statische Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie. Im Rahmen dieser Arbeit werden Rampen mit einer Amplitude von $A = 100 \text{ mm}$ mit Geschwindigkeiten bis zu $v \approx \pm 4 \text{ m/s}$ für drei verschiedene Stromstützstellen ($I = 0.4 \text{ A}$, 1.0 A , 1.6 A) gemessen.

3. Die Dämpfercharakteristik bei regelungstypischen Stromsprüngen wird anhand von **Stromsprungmessungen** ermittelt. Die Dynamik der Kraftänderung ist hierbei abhängig von drei Vorgängen, siehe auch Bild 6.8:

(1) Beim Ein- und Ausschaltvorgang des induktiv belasteten Stromkreises (Verstellventil mit Magnetspule) entsteht eine der Spannungsquelle entgegengesetzte Induktionsspannung, die Stromänderung ist zeitverzögert. Sie lässt sich beim Einschalten durch

$$I(t) = I_{\max} \cdot \left(1 - e^{-\frac{R}{L} \cdot t}\right) \quad (6.6)$$

und beim Ausschalten durch

$$I(t) = I_{\max} \cdot \left(e^{-\frac{R}{L} \cdot t}\right) \quad (6.7)$$

beschreiben. Mit der Induktivität L und dem Widerstand R ergibt sich die Zeitkonstante zu $\tau = L/R$. Bei dem hier betrachteten Stellventil liegt diese konstruktiv bedingt im Bereich weniger Millisekunden.

(2) Das Verstellventil wird, unabhängig der Kolbenstangenbewegung, stets in der gleichen Richtung vom Dämpferöl durchströmt. Bei einer Verengung des Öffnungsquerschnittes (Umschalten auf härtere Kennung) bewegt sich der Anker gegen den anstehenden Druck, wodurch der Kraftaufbau zeitlich verzögert werden kann (Kennwert $t_{10\%}$).

(3) Die Kraftänderung ergibt sich schließlich durch die Änderung des hydraulischen Widerstands am Verstellventil und dem damit geänderten Differenzdruck am Kolben.

Zur Ermittlung dieser gesamten Dynamik werden Dreiecksweganregungen mit Amplituden von $A = 100 \text{ mm}$ gefahren. Im stationären Bereich ($a = 0 \text{ m/s}^2$) wird das Verstellventil mit Stromsprüngen beaufschlagt. Diese werden so gewählt, dass ein Umschalten zwischen der weichsten und härtesten Kennung und umgekehrt erfolgt. Ausgewertet wird üblicherweise die Zeit, die zwischen der 10 %igen Strom- und der 90 %igen Kraftänderung vergeht ($t_{90\%}$).

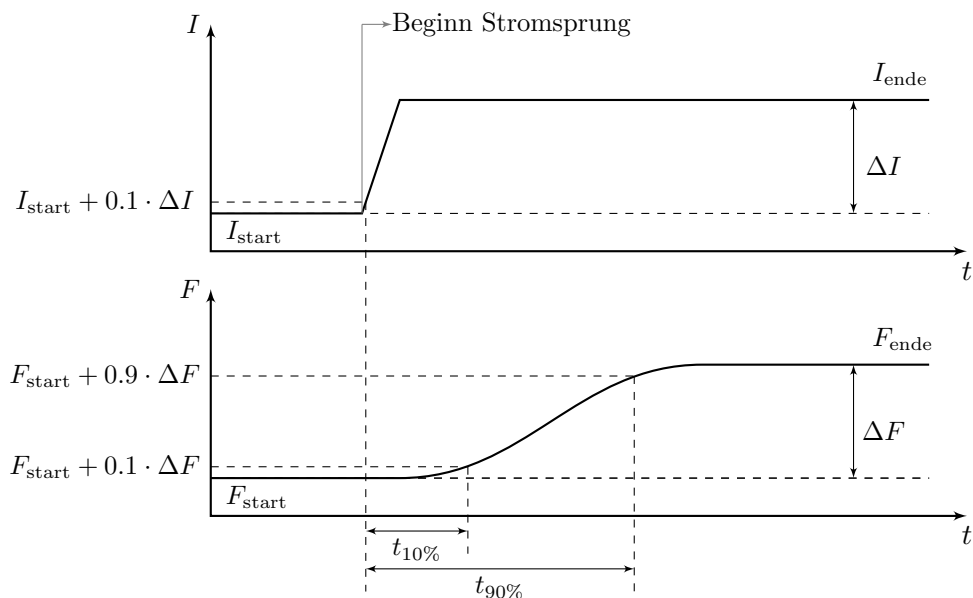


Bild 6.8: Stromsprungmessung: Ermittlung des Zeitbedarfs, schematische Darstellung am Beispiel eines Einschaltvorgangs

4. Die bislang beschriebenen Versuche dienen einer idealisierten Charakterisierung des Dämpferverhaltens sowie der Bedatung der Simulationsmodelle. Um eine Validierung speziell für Betriebsfestigkeitssimulationen vorzunehmen, werden zudem stochastische **Schlechtwegüberfahrten** am Komponentenprüfstand simuliert. Die Eingangsgrößen sind die während einer realen Gesamtfahrzeugmessung aufgezeichneten Dämpferströme und wiederum die aus den Radwegen ermittelten Dämpferwege.

6.2.2 Modellierung

Zur Abbildung der Dämpfercharakteristik kommt sowohl ein mathematisches (in nachfolgenden Abbildungen mit Index M bezeichnet) als auch ein teilphysikalisches (Index P) Modell zum Einsatz.

Das mathematische Modell $F_{SD} = f(v, I)$ entspricht dem aus der Komponentenvermessung resultierenden Kennfeld, siehe Bild 6.9. Beim regelungsbedingten Umschalten zwischen den verschiedenen nichtlinearen Kennlinien wird, zur Vermeidung von Unstetigkeiten

im Kraftverlauf, ein *PT1*-Glieder eingesetzt. Zwischen den Stützstellen der Geschwindigkeit und Kraft wird linear interpoliert. Der Bedatungsaufwand ist sehr gering, entsprechende Komponentenvermessungen (erforderlich: VDA-Messung oder Rampenmessung; empfehlenswert: Stromsprungmessungen) aber notwendig.

Das in dieser Arbeit verwendete teilphysikalische Modell [62] ist ursprünglich auf einen praxisgerechten Einsatz im Bereich der Ride- & Handling-Simulation ausgerichtet. Neben typischen Dämpferphänomenen, wie zum Beispiel viskose Dämpfung und Reibung, werden jedoch auch Kavitationseffekte abgebildet. Der Kavitationsbeginn wird erkannt, sobald der Druck in einer Arbeitskammer unter den definierten Öldampfdruck fällt. Ab diesem Zeitpunkt sinken dort Druck und Öldichte nicht weiter ab und jegliche Volumenzunahme wird den sich bildenden Gasblasen zugeschrieben. Eine spezielle Betrachtung dieses Zwei-Phasen-Gemisches findet nicht statt. Die Änderung des Öffnungsquerschnittes im Verstellventil wird durch die Angabe von Zeitkonstanten für die Strom- und die Ankerpositionsänderung parametrisiert. Zur Bedatung werden circa 30 skalare Größen und je eine Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie der Zugrichtung pro Stromstützstelle benötigt. Die Parameter stehen beispielsweise aus technischen Zeichnungen und Komponentenvermessungen (erforderlich: VDA-Messung oder Rampenmessung; empfehlenswert: Stromsprungmessungen) zur Verfügung. Tabelle 6.1 gibt einen Überblick der Modellparameter, deren Datenquelle und dem Vorgehen bei der Parametrierung.

Tabelle 6.1: Vorgehen bei der Modellparametrierung (in Anlehnung an [62])

Modellparameter	Art des Arbeitsschritts	Datenquelle
Gaskraft, Umgebungsdaten	manuell eintragen	Zusatzinformation bei der Prüfstandsmessung
Stoffdaten von Öl und Gas	manuell eintragen	bekannte Stoffkonstanten
Geometrische Daten	manuell eintragen	Konstruktionszeichnungen
Dämpfungskennlinie	Meßdaten auswerten, Resultat übernehmen	Großsignalmessung: Sinusanregung mit 25 mm Amplitude
Grundreibung	aus Meßdaten ablesen, manuell eintragen	Großsignalmessung: Sinusanregung mit 25 mm Amplitude
Gasraumvolumen und Wärmeübergangsfaktor	mit Optimierung identifizieren	Großsignalmessung: Sinusanregung mit 25 mm Amplitude
Elastizität von Öl und Rohr	mit Optimierung identifizieren	Kleinsignalmessung: Sinusanregung mit 1 mm Amplitude
Reibungsparameter	mit Optimierung identifizieren	Kleinsignalmessung: Sinusanregung mit 0.2 mm Amplitude
Rückschlagventile usw.	mit Optimierung identifizieren	Extremsignalmessung: Sinusanregungen über 1.5 m/s

6.2.3 Auswertung und Validierung

Die aus den Kraft-Weg-Verläufen der **VDA-Messung** sowie der dazugehörigen Simulation mit dem teilphysikalischen Modell extrahierten statischen Dämpferkennfelder sind in Bild 6.9 zu sehen.

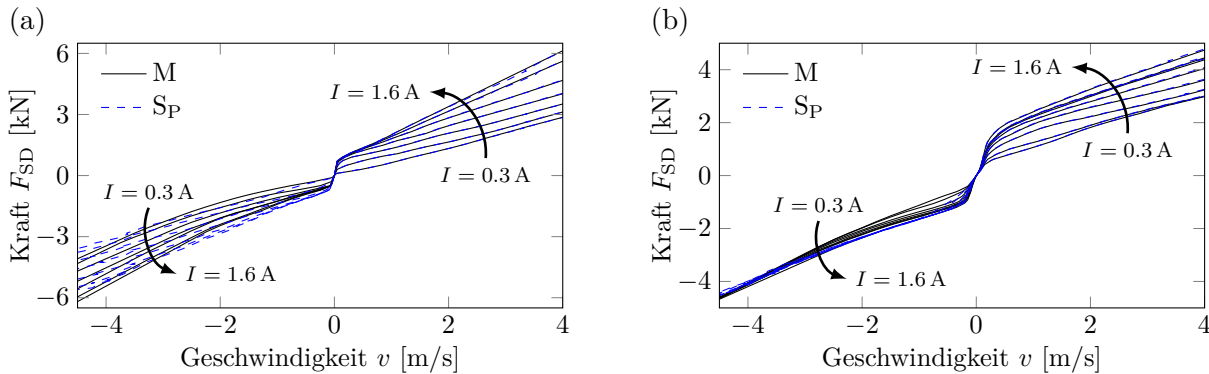


Bild 6.9: Vergleich der statischen Dämpferkennfelder, Messung (M) und Simulation (S): (a) Vorderachse, (b) Hinterachse

Das mathematische Modell entspricht den Kennlinien der Messung ($F_{SD} = f(v, I)$) und ist hier daher nicht sichtbar. Im Zugbereich zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation, im Druckbereich hingegen gibt es Abweichungen. Dies ist auf die Art der Modellbedatung zurückzuführen: Aus vorgegebenen Zugkennlinien werden die Volumenstrom-Druck-Kennlinien der dafür relevanten Ventile direkt abgeleitet. Die für die Druckrichtung relevanten Volumenstrom-Druck-Kennlinien werden hingegen iterativ auf Basis der im Modell abgebildeten Physik bestimmt, welches somit das reale Dämpferverhalten nicht exakt wiedergibt. Eine weitere Auffälligkeit zeigt sich, sowohl in der Messung als auch Simulation, in der Druckstufe am Hinterachsdämpfer. Zu höheren Geschwindigkeiten hin tritt keine Dämpferkraftspreizung mehr auf, was gleichbedeutend mit einer Wirkungslosigkeit der Dämpferregelung in diesem Betriebsbereich ist. Die Ursache ist eine progressive weiche Kennung am Verstellventil sowie eine degressive harte Kennung am Bodenventil.

Die aus den **rampenförmigen Weganregungen** stammenden statischen Kennlinien zeigen eine gute Übereinstimmung zu denen der VDA-Messung und sind hier der Übersicht halber nicht gezeigt. Ein Unterschied existiert jedoch in den Kraft-Weg-Verläufen. In Bild 6.10 (a) zeigt sich bei Einfederungsbeginn für die erste Sinusperiode der VDA-Messung ein anderes Verhalten als für die beiden darauffolgenden, was auf Kavitation im Dämpfer zurückzuführen ist. Hierbei kommt es zu einem verzögerten Druckkraftaufbau, da sich in der vorangegangenen Zugphase unterhalb des Kolbens Gasblasen bilden oder dort einströmen. Nach Bewegungsrichtungsumkehr werden diese komprimiert und implodieren bei weiterem Druckanstieg. In der gezeigten VDA-Messung geht dieser ersten Druckphase nun lediglich eine halbe Zugphase voran (b), innerhalb welcher sich keine beziehungsweise nicht genügend Gasblasen ausbilden konnten. Der dennoch leicht verzögerte Druckkraftaufbau kann auf Nachgiebigkeiten im Dämpfersystem selbst (Ölsäulen, Gasraum) zurückgeführt werden. In den beiden darauffolgenden Sinusperioden haben sich ausreichend Gasblasen im Dämpfer gebildet, wodurch der Druckkraftaufbau stärker verzögert wird. Dieser Effekt lässt

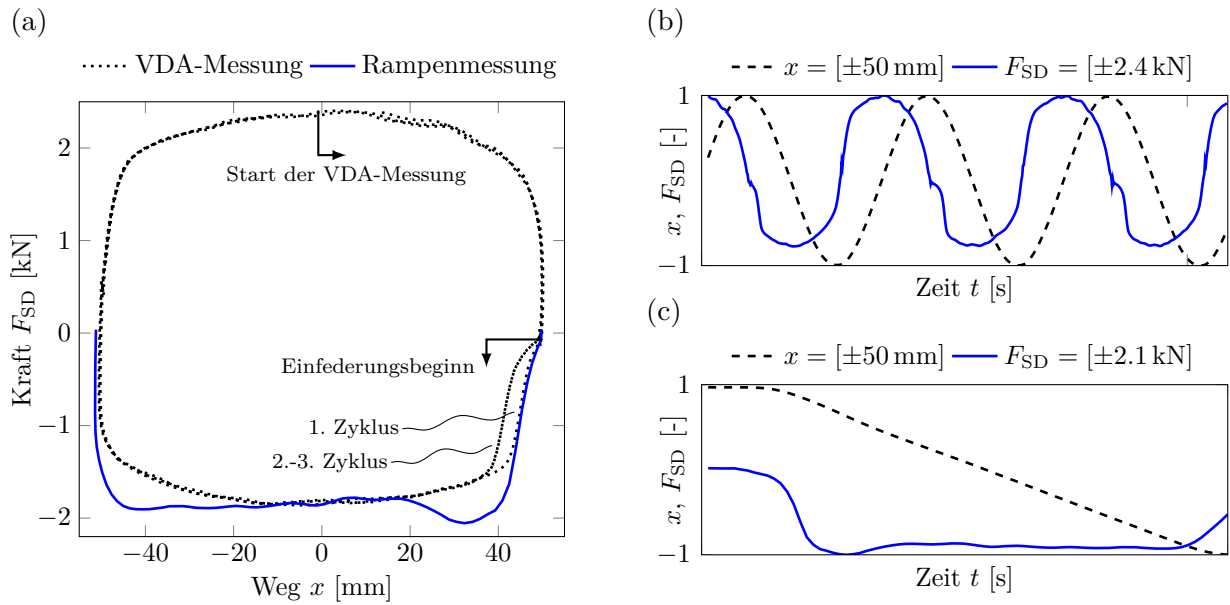


Bild 6.10: Vergleich verschiedener Prüfstandsmessungen: (a) dynamische Kraft-Weg-Verläufe sowie normierte Zeitverläufe der (b) VDA-Anregung und (c) Rampenanregung. Beispielhaft für einen Hinterachsdämpfer mit $v_{\max} \approx 1.5 \text{ m/s}$ und $I = 1.0 \text{ A}$.

sich nun bei der Rampenanregung nicht beobachten (a, c), da keine Bewegungsrichtungs-umkehr stattfindet. Zu Beginn des Druckkraftaufbaus ist ähnlich der ersten Sinusperiode eine Nachgiebigkeit zu erkennen. Nach anschließender Kraftüberhöhung, welche auf eine leichte Geschwindigkeitsüberhöhung zurückzuführen ist, liegt die Kraft im Nulldurchgang wieder im Bereich der Kraft der VDA-Messung. Es sei angemerkt, dass sich der Kavitationseffekt und somit die genannten Unterschiede zu höheren Geschwindigkeiten hin über einen weitaus größeren Hubbereich erstrecken können.

Die Güte der Simulationsmodelle bezüglich Kavitation ist in Bild 6.11 ersichtlich. Das

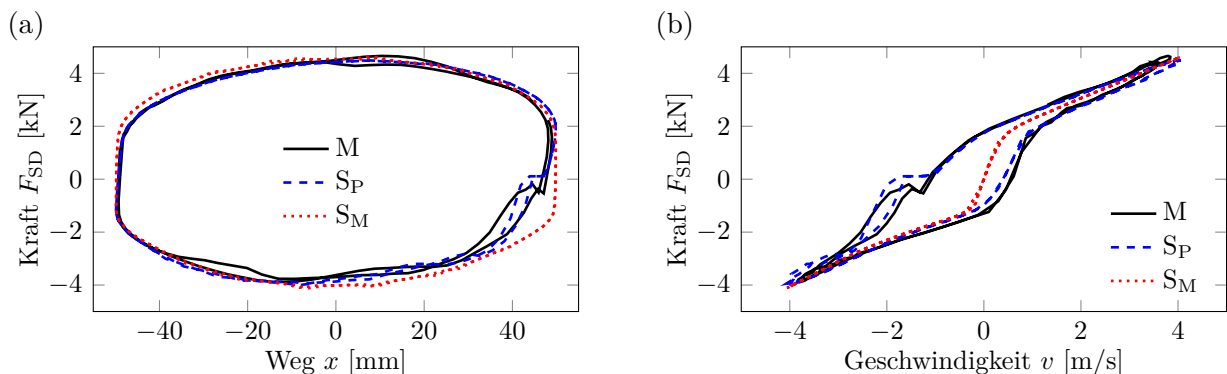


Bild 6.11: Vergleich des dynamischen Verhaltens der Simulationsmodelle (S) mit der VDA-Messung (M) für $v_{\max} = 4 \text{ m/s}$ und $I = 1.0 \text{ A}$ für einen Hinterachsdämpfer: (a) Kraft-Weg-Verlauf, (b) Kraft-Geschwindigkeits-Verlauf

mathematische Modell (M) zeigt im Kraft-Weg-Verlauf (a) erwartungsgemäß stets den

ellipsenförmigen Verlauf, dessen Form lediglich durch die Nichtlinearität der Kraft-Geschwindigkeits-Kennlinie (b) beeinflusst wird. Das physikalische Modell (P) gibt dagegen die dynamischen Effekte gut wieder. Sowohl die Nachgiebigkeiten im Dämpferkraftaufbau als auch der Kavitationseffekt werden dargestellt.

Eine Auswertung der **Stromsprungmessungen** ist nicht durchgängig für alle Anregungsgeschwindigkeiten möglich. Die Stromvorgaben sind zeitabhängig definiert, ab einer Geschwindigkeit von $v \approx \pm 1.5 \text{ m/s}$ ist die Trägheit des Prüfstand jedoch so hoch, dass zum Zeitpunkt des Stromsprungs noch kein stationärer Geschwindigkeitszustand erreicht wird. Eine Differenzierung zwischen Geschwindigkeits- und Stromsprungeinfluss ist somit nicht mehr möglich. Zukünftig sollte eine Prüfstandsregelung den Stromsprung abhängig von der tatsächlichen Geschwindigkeit einstellen, um Aussagen auch in höheren Geschwindigkeitsbereichen treffen zu können. Bild 6.12 zeigt die ermittelten Zeiten ($t_{90\%}$) für die gemessenen Stromsprünge im Vergleich zu den mit dem teilphysikalischen Modell simulierten Zeiten. An der Vorderachse zeigt sich eine gute Übereinstimmung, an der Hinterachse ergeben sich insbesondere beim Einfedern Abweichungen. Im Simulationsmodell tritt bei $v \leq -0.75 \text{ m/s}$ keine Kraftspreizung mehr auf, weswegen stets $t_{90\%} = 0 \text{ ms}$ gilt, siehe auch Bild 6.9 (b).

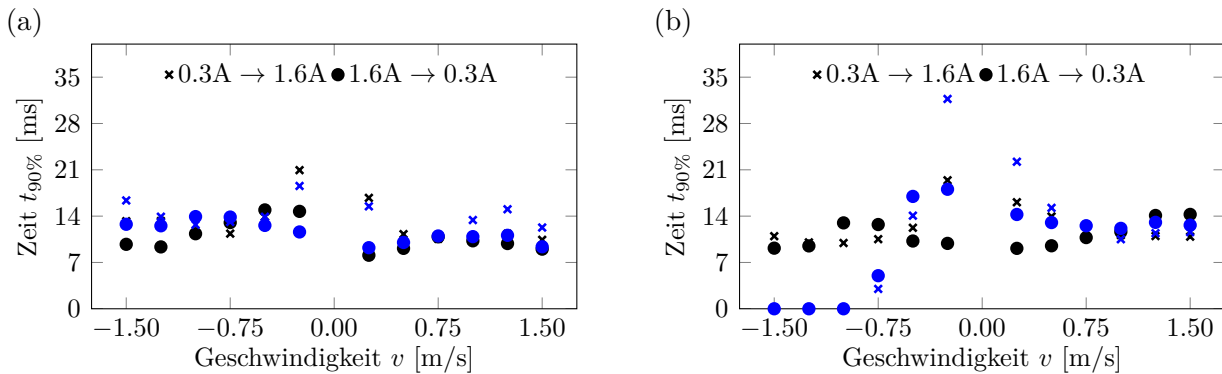


Bild 6.12: Zeitbedarf ($t_{90\%}$) für den Dämpferkraftaufbau bei regelungstypischen Stromsprüngen, Messung (schwarz) und Simulation (grau): (a) Vorderachse, (b) Hinterachse

Die fiktiven Summenschädigungsverläufe der am Komponentenprüfstand bei **geregelten Schlechtweganregungen** gemessenen und entsprechend simulierten Dämpferkräfte zeigen an der Vorderachse Abweichungen im Bereich von $|\Delta D_f| \approx 20\%$, siehe Bild 6.13 (a). Die höhere Schädigung beim teilphysikalischen Modell (P) lässt sich auf die erhöhten Dämpferkräfte im Druckbereich, bei den hier hauptsächlich auftretenden Geschwindigkeiten von $v \leq -2 \text{ m/s}$, zurückführen, siehe Bild 6.9 (a). Die Abweichungen beim mathematischen Modell (M) lassen sich auf zu geringe Kräfte im Druckbereich zurückführen. Fehlende dynamische Effekte, Unschärfen bei der linearen Interpolation zwischen den stromabhängigen Kraftkennlinien, aber auch die Annahme einer über alle Geschwindigkeiten identischen Zeitkonstante für den verzögerten Kraftaufbau können hierfür ursächlich sein. An der Hinterachse in (b) zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Modelle mit der Messung. Nicht ersichtlich werden hier jedoch Abweichungen bezüglich der Kavitation. Im

beispielhaften Zeitverlauf, siehe Bild 6.14, sind die fehlenden Kavitationseffekte im mathematischen Modell (M) deutlich erkennbar, das teilphysikalische Modell (P) hingegen gibt den für Kavitation typischen verzögerten Druckkraftaufbau sehr gut wider.

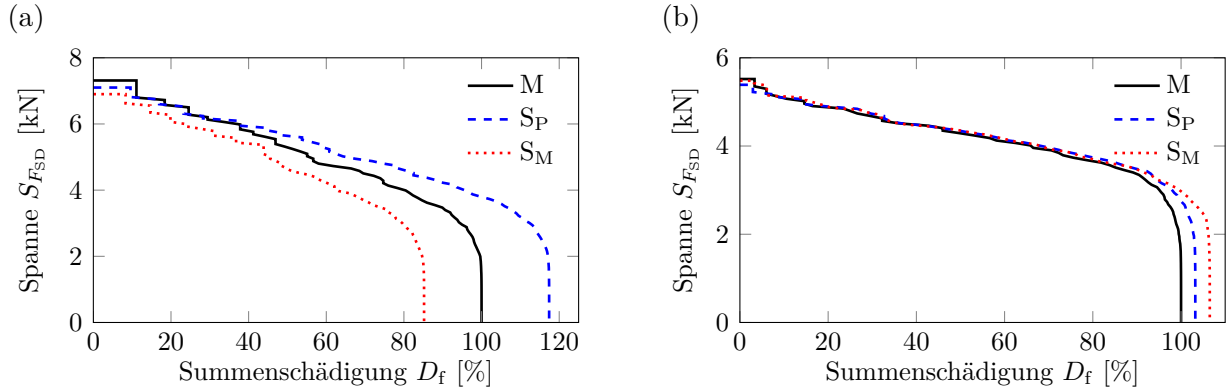


Bild 6.13: Geregelte Schlechtweganregungen, Messung (M) und Simulation (S), fiktive Summenschädigungsverläufe: (a) Vorderachse, (b) Hinterachse

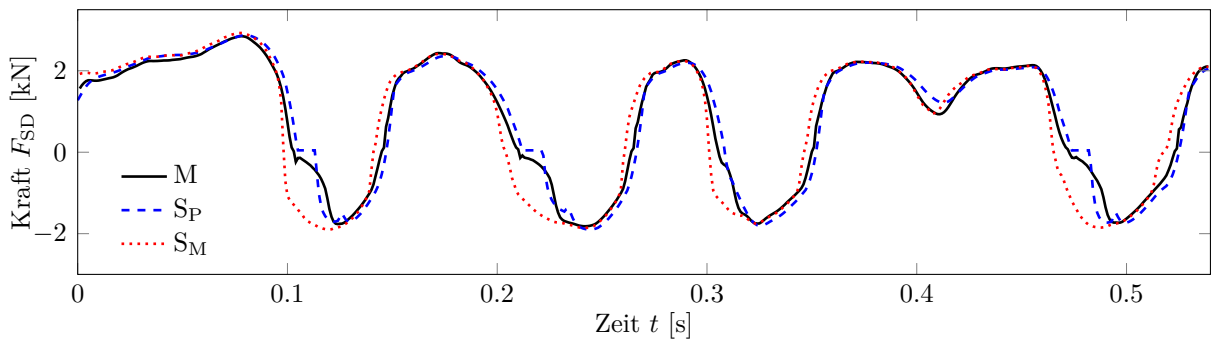


Bild 6.14: Geregelte Schlechtweganregungen, Messung (M) und Simulation (S), Hinterachse: Zeitverlauf der Dämpferkräfte (Ausschnitt)

Für die nachfolgenden Untersuchungen im Gesamtfahrzeugmodell erscheinen beide Modellansätze als geeignet, siehe Bild 6.9 und 6.13. Aufgrund der Darstellung dynamischer Kavitationseffekte, siehe Bild 6.11 und 6.14 wird jedoch das teilphysikalische Dämpfermodell bevorzugt.

6.3 Luftfedermodellvalidierung

Zur Ermittlung der Luftfedercharakteristik mit dem Ziel der Parametrierung von Simulationsmodellen werden ebenfalls Messungen an einem servohydraulischen Prüfstand durchgeführt. Diese sind prüfstandsbedingt lediglich bis zu einer Geschwindigkeit von $v \approx 0.6 \text{ m/s}$ möglich. In der Literatur zeigt sich, dass in diesem Bereich bereits die wesentlichen Eigenschaften einer Luftfeder beschrieben sind [31]. In diesem Abschnitt wird das Messprogramm und das Simulationsmodell vorgestellt sowie eine Auswertung und Validierung

durchgeführt. Es sei angemerkt, dass für die Vorderachs-Luftfeder keine Komponentenvermessung vorgenommen werden konnte und lediglich die vom Zulieferer zur Verfügung gestellten Ergebnisse der statischen und dynamischen Vermessung verfügbar sind.

6.3.1 Messprogramm

Zum Komponentenmessprogramm zählen die Messung einer statischen und dynamischen Kennlinie sowie die Messung eines detaillierten Amplituden- und Frequenzgangs [102]:

1. In Anlehnung an die Prüfspezifikation in [31] wird mittels einer Sinusweganregung eine **statische Kennlinie** bei einer Frequenz von $f = 0.01$ Hz und eine **dynamische Kennlinie** bei $f = 1$ Hz vermessen, jeweils bei einer Amplitude von $A = 50$ mm.

2. Detailliertere Auflösungen der anregungsabhängigen Steifigkeiten werden anhand eines **Amplituden- und Frequenzgangs** ermittelt [31]. Bei der Auswertung kommen je nach Amplitude z unterschiedliche Verfahren zum Einsatz, siehe Bild 6.15. Dies ist notwendig, da

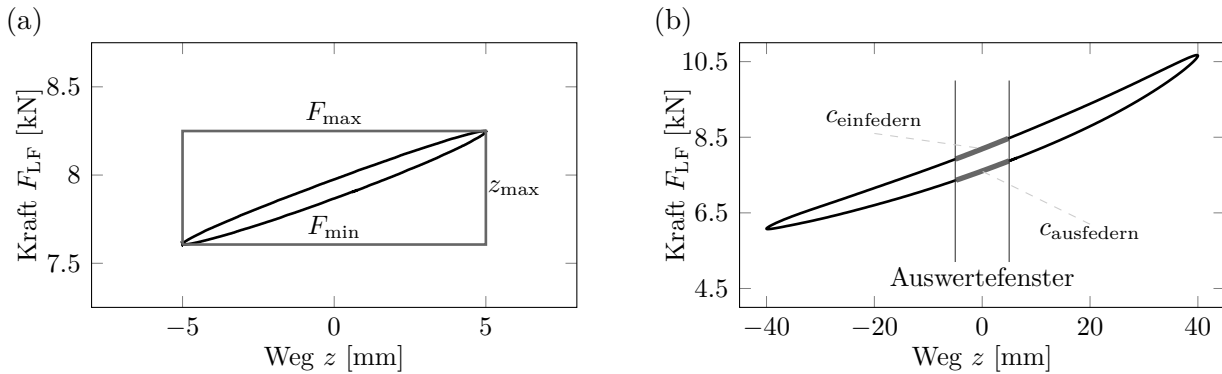


Bild 6.15: Berechnungsvarianten der dynamischen Steifigkeiten (in Anlehnung an [31]): (a) umschließendes Rechteck (für $z_{\max} \leq 5$ mm), (b) Auswertefenster (für $z_{\max} > 5$ mm im Bereich $|z| = 5$)

Luftfedern kein durchgängig lineares System darstellen, und bei zunehmenden Amplituden einen progressiven Verlauf in den Kraft-Weg-Hysteresekurven zeigen. Die Steifigkeiten

$$c = \frac{F_{\max} - F_{\min}}{2 \cdot z_{\max}}, \text{ für } z_{\max} \leq 5 \text{ mm} \quad (6.8)$$

für kleine Amplituden werden über die Kraftmaxima F_{\max} und -minima F_{\min} der ellipsenförmigen Hysterese bestimmt. Für größere Amplituden wird ein Auswertefenster definiert, innerhalb welchem die Steifigkeiten

$$c = \frac{c_{\text{einfedern}} - c_{\text{ausfedern}}}{2}, \text{ für } z_{\max} > 5 \text{ mm im Bereich } |z| = 5 \text{ mm} \quad (6.9)$$

des oberen ($c_{\text{einfedern}}$) und unteren ($c_{\text{ausfedern}}$) Hystereseaes gemittelt werden. Im Rahmen dieser Arbeit werden, unter Berücksichtigung der genannten Prüfstandslimitierung, Frequenzen von $f = 0.01$ Hz bis $f \approx 8$ Hz bei Amplituden von $A = 1$ mm bis $A = 40$ mm vermessen.

3. In Anlehnung an die bei der Dämpfermodellvalidierung durchgeführten **Schlechtwegmessungen** werden für die Luftfeder die fiktiven Summenschädigungsverläufe der aus allen Prüfzyklen des Frequenz- und Amplitudengangs resultierenden Luftfederkräfte verglichen. Eine direkte Anregung mit einem Schlechtwegsignal ist am Prüfstand aus technischen Gründen nicht durchführbar.

6.3.2 Modellierung

Zur Abbildung der frequenzabhängigen Steifigkeiten wird ein physikalisches Modell aus [63] verwendet. Diesem liegt die ideale Gasgleichung zugrunde. Temperaturänderungen werden aufgrund von Volumenänderungsarbeit und infolge von Wärmeaustausch mit der Umgebung berechnet. Zur Bedatung werden sieben skalare Größen zur Beschreibung der Grundgeometrie, der Gaseigenschaften sowie der Umgebungsbedingungen, und zwei Kennlinien zur Berechnung der wirksamen Fläche über der Einfederung benötigt. Zur Berücksichtigung der aus dem Verhalten des Luftfederbalgs aus Gummi resultierenden Amplitudenabhängigkeit wird dieses Modell im Rahmen dieser Arbeit um die Abbildung von Hystereseeigenschaften erweitert. Hierfür wird ein auf [9] basierendes Reibungskraftmodell verwendet, welches in [56] ausführlich beschrieben ist. Zur Bedatung sind lediglich zwei weitere Parameter notwendig.

Zur vollständigen Parametrierung reichen die Angaben aus technischen Zeichnungen und Komponentenvermessungen (erforderlich: statische Kennlinie; empfehlenswert: dynamische Kennlinie), alternativ auch entsprechende Sollvorgaben der Wirkfläche, aus.

6.3.3 Auswertung und Validierung

Die Ergebnisse der **statischen** und **dynamischen Kennlinie** sind in Bild 6.16 gezeigt. Die

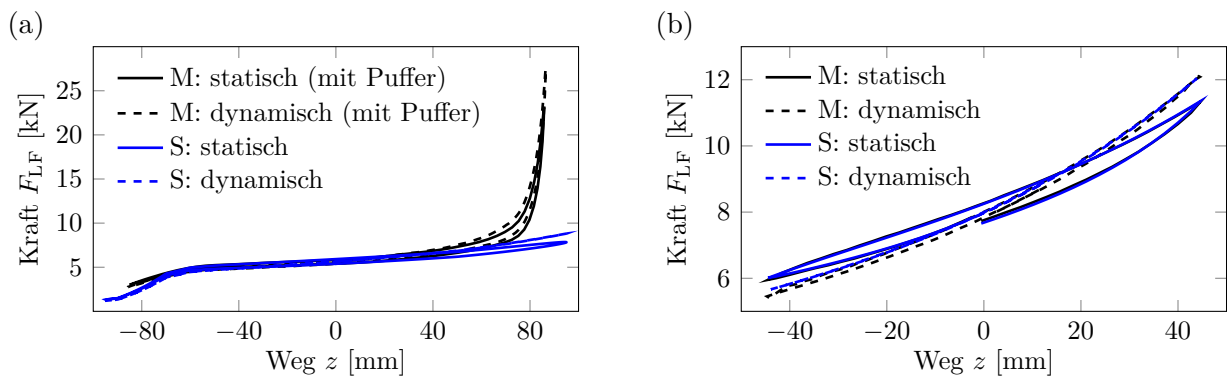


Bild 6.16: Statische ($f = 0.01$ Hz) und dynamische ($f = 1$ Hz) Kennlinien der Luftfeder, Messung (M) und Simulation (S): (a) Vorderachse (Puffereinsatz in M bei $z \approx 15$ mm), (b) Hinterachse

für Luftfedern typische dynamische Verhärtung wird durch das physikalische Modell sehr gut wiedergegeben. Wie bereits erwähnt, stehen für die Vorderachse (a) lediglich Messdaten vom Zulieferer zur Verfügung, in welchem zudem der Anschlagspuffer berücksichtigt ist. Für die Simulation wird dieser separat im Gesamtfahrzeugmodell abgebildet.

Im **Frequenz- und Amplitudengang** (Bild 6.17) zeigt das physikalische Modell ebenfalls die anregungsabhängigen Versteifungseffekte. Absolute Abweichungen ergeben sich

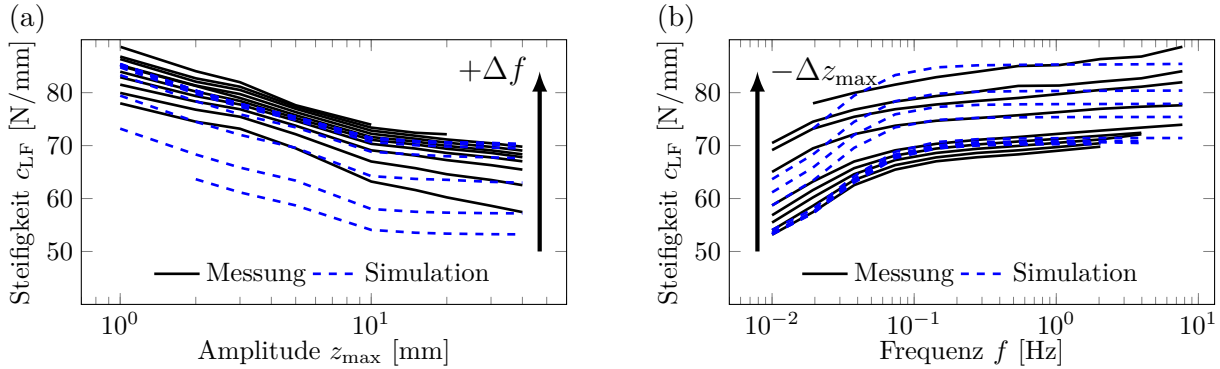


Bild 6.17: (a) Amplitudengang (zunehmende Frequenz in positiver Ordinatenrichtung), (b) Frequenzgang (abnehmende Amplitude in positiver Ordinatenrichtung) der Hinterachsluftfeder

bei geringen Amplituden und Frequenzen. Im Bereich der in diesem Kapitel betrachteten Schlechtweganregungen, siehe Bild 6.4, werden die Steifigkeiten jedoch sehr gut wiedergegeben.

Bild 6.18 zeigt die aus den Frequenz- und Amplitudengängen resultierenden fiktiven **Summenschädigungsverläufe** für die Messung im Vergleich zu verschiedenen Modellansätzen. Neben den Ergebnissen des physikalischen Modells (P) ist auch das Ergebnis bei reiner Verwendung einer dynamischen Kennlinie (M, mathematisches Modell) gezeigt. Auffällig bei diesem ist der treppenförmige Verlauf mit relativ großen Stufen, welche sich aus der Tatsache ergeben, dass dieses Modell bei einer konstanten Amplitude unabhängig der Frequenz stets die gleiche Kraftantwort liefert. Beim physikalischen Modell (P) hingegen teilen sich diese großen Stufen, wie auch bei der Messung erkennbar, in eine Vielzahl kleiner Stufen auf, was innerhalb einer Anregungsamplitude den verschiedenen Anregungsfrequenzen entspricht. Ebenfalls gezeigt ist das Ergebnis des physikalischen Modells ohne Erweiterung um die amplitudenabhängige Steifigkeit (P*). Wie erwartet, ergeben sich nur geringfügige Unterschiede. Bild 6.18 (b) zeigt ergänzend Summenschädigungsverläufe von verschiedenen Modellen bei Anregung mit im Gesamtfahrzeugversuch aufgezeichneten Wegen, Messergebnisse liegen nicht vor. Auch hier zeigt sich, dass die resultierenden fiktiven Schädigungswerte vergleichbar sind, die Kollektivformen jedoch voneinander abweichen.

Aufgrund der vom physikalischen Modell darstellbaren dynamischen Verhärtung und der anregungsabhängigen Versteifungseffekte wird dieses für die nachfolgenden Untersuchungen im Gesamtfahrzeugmodell verwendet. Die Auswertung von Schlechtweganregungen zeigt, dass zumindest die Abbildung einer Amplitudenabhängigkeit nicht zwingend erforderlich wäre.

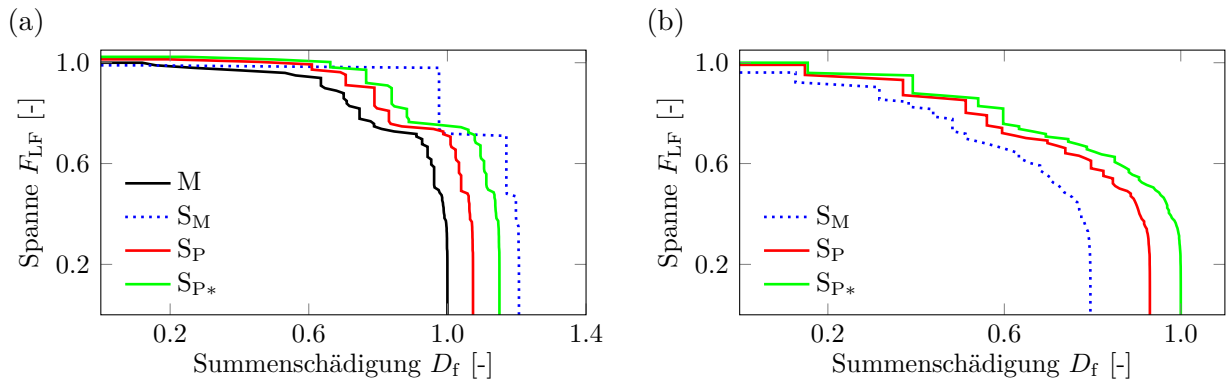


Bild 6.18: Fiktive Summenschädigungsverläufe der Luftfederkräfte (normiert): (a) Messung (M) und Simulation (S) der Prüfstandsuntersuchung (diskrete Amplituden und Frequenzen), (b) Simulationen einer Schlechtweganregung (quasi-kontinuierliche Amplituden und Frequenzen)

6.4 Diskussion von Gesamtfahrzeugmessungen und erreichbare Simulationsgüte

Die Gesamtfahrzeugmessungen werden auf einer repräsentativen Schlechtwegstrecke des Ermüdungsfestigkeitsnachweises durchgeführt. Auf dieser unterliegen die Anregungen in Fahrbahnquerrichtung einer starken Streuung.

Da die menschlichen Fahrer den gegebenen Spur- und Geschwindigkeitsvorgaben stets unterschiedlich folgen, werden zur Diskussion der Ergebnisse mehrere Messungen und Simulationen betrachtet. In Anlehnung an die realen Lastdatenmessungen (Auswertung der DGPS-Messungen, siehe Abschnitt 3.1.2) liegen den Simulationen verschiedene, zur Fahrbahnmitte versetzte Spurvorgaben zugrunde, zudem wird die Sollgeschwindigkeit variiert. Die Variationen liegen im Bereich von $\Delta v \approx \pm 0.5 \text{ m/s}$ sowie $\Delta y \approx \pm 0.1 \text{ m}$.

In diesem Abschnitt wird zunächst auf durch die Luftfedern und Dämpfer bedingte Effekte eingegangen, welche eine Vergleichbarkeit verschiedener Messvarianten beeinflussen können. Anschließend wird ein direkter Vergleich von Ergebnissen der Gesamtfahrzeugmessungen und -simulationen vorgenommen. Neben der erreichbaren Regelungsgüte wird auch die Güte der Kräfte verschiedener Fahrwerksbauteile diskutiert. Auf den Einfluss speziell der Regelung wird abschließend nochmals eingegangen.

6.4.1 Besonderheiten bei Schlechtwegerprobungen

In Abschnitt 6.1.3 wird bereits gezeigt, dass eine niedrige Bestromung der hier betrachteten Verstelldämpfer zu geringe Dämpferkräfte erzeugt. Häufige Anschläge (Puffer, mechanischer Zuganschlag) mit hohen und schädigungsdominierenden Bauteilkräften wären die Folge. Auch in Gesamtfahrzeugsimulationen lässt sich dies bestätigen, siehe Bild 6.19. Erst ab einer Dämpferbestromung von $I \approx 1.0 \text{ A}$ konvergiert der fiktive Schädigungswert und dessen Streuung nimmt ab.

Bezüglich der Dämpferregelung hat sich bei einer ebenfalls in der Gesamtfahrzeugsimulation durchgeführten Vorabbetrachtung ohnehin gezeigt, dass die Bestromungen nahezu ununterbrochen konstante Werte zwischen $1.0 \text{ A} \leq I \leq 1.2 \text{ A}$ annehmen. Kurzzeitig treten

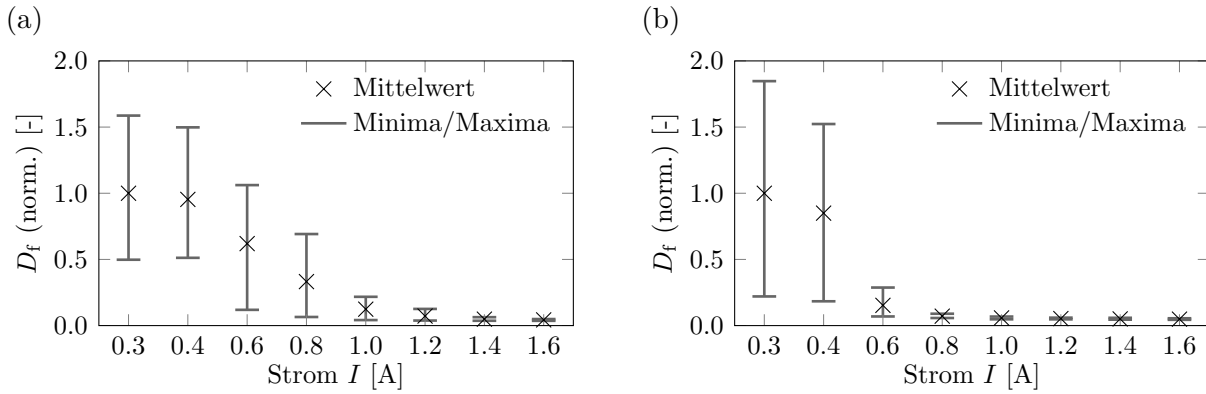


Bild 6.19: Fiktive Summenschädigungen, Mittelwerte, Minima und Maxima aus jeweils sechs simulierten Überfahrten für verschiedene konstante Dämpferbestromungen: Federbeingesamtkraft (beinhaltet Feder-, Dämpfer-, Puffer- und Zuganschlagskraft) (a) Vorderachse links und (b) Vorderachse rechts, jeweils normiert auf den maximalen mittleren Wert.

jedoch auch niedrigere Ströme auf. Aufgrund dieser Tatsache kommt in dieser Arbeit eine Reglersondervariante zum Einsatz, bei welcher der Stromarbeitsbereich auf $I \geq 1.2 \text{ A}$ gesetzt wird (nachfolgend bezeichnet mit $I = \text{var.}$). Somit werden zu geringe Dämpferkräfte vermieden und zudem finden überhaupt erst regelungstypische dynamische Stromvariationen statt. Zur Analyse etwaiger Regelungseinflüsse auf die Lasten werden zur Gegenüberstellung zudem Messungen mit konstanter Bestromung der Dämpfer (nachfolgend bezeichnet mit $I = 1.0 \text{ A}$, $I = 1.2 \text{ A}$, $I = 1.4 \text{ A}$) vorgenommen.

Bei der Durchführung der Messungen und dem Vergleich der verschiedenen Varianten ist zu beachten, dass es aufgrund der physikalischen Eigenschaften der Luftfedern und Dämpfer zu zwei gegenläufigen Niveaueffekten kommt. Einerseits führt der hohe Energieeintrag in die Luftfedern zu einer isobaren Volumenvergrößerung und somit zur Anhebung des Fahrzeugniveaus. Andererseits führen die Asymmetrien in den Dämpferkennungen, mit den üblicherweise höheren Zugkräften, zu einer Verschiebung der mittleren Dämpferkräfte in Richtung Zugkraft, und somit zur Absenkung des Fahrzeugniveaus. Hierbei stellt sich das Kräftegleichgewicht aufgrund einer Federkraftänderung wieder ein. Die Größenordnungen dieser Effekte lassen sich vereinfacht abschätzen: Bezüglich der Luftfeder dient hierfür die ideale Gasgleichung bei isobarer Zustandsänderung

$$\frac{V}{T} = \text{konstant.} \quad (6.10)$$

Bei einer Temperatur- (ΔT) und Volumenzunahme (ΔV) ergibt sich zunächst

$$\frac{V_0}{T_0} = \frac{V_0 + \Delta V}{T_0 + \Delta T} \quad (6.11)$$

und unter Berücksichtigung des Übersetzungsverhältnisses i_{Rad} zwischen Luftfeder und Rad ergibt sich die Niveauänderung am Rad, unter Annahme einer konstanten Wirkfläche der Luftfeder im betrachteten Wegbereich, schließlich zu

$$\Delta z_{\text{Rad}} = \frac{z_0 \cdot i_{\text{Rad}}}{T_0} \cdot \Delta T. \quad (6.12)$$

Mit den Luftfederlängen z_0 in der Nulllage und einer Anfangstemperatur von $T_0 = 20^\circ\text{C}$ ergibt sich bei einer Temperaturerhöhung um $\Delta T = 10^\circ\text{C}$ eine Niveauänderung von $\Delta z_{\text{Rad,VA}} \approx 13\text{ mm}$ beziehungsweise $\Delta z_{\text{Rad,HA}} \approx 17\text{ mm}$. Da auf der hier betrachteten Schlechtwegstrecke keine Niveauregulierung stattfindet, siehe Abschnitt 6.1, sollte aus Gründen einer besseren Vergleichbarkeit vor jeder Messung das Fahrzeugniveau gegebenfalls manuell auf das Nullniveau zurückgefahren werden.

Bezüglich der Asymmetrien der Dämpferkennungen ist die mittlere Niveauabsenkung $\overline{\Delta z}$ in einfacher Näherung [3, 66] linear von der Dämpferasymmetrie κ_α abhängig und ergibt sich, mit der Aufbaufedersteifigkeit c und der Aufbaudämpfung k , zu

$$\overline{\Delta z} = -\frac{\kappa_\alpha \cdot k}{c} \cdot |\overline{\Delta z}|. \quad (6.13)$$

Dieser Effekt ist in der Messung und Simulation direkt in den gemittelten Dämpferkräften sichtbar, siehe Bild 6.20 (a). Mit steigender Bestromung (hier gleichbedeutend mit steigender Asymmetrie κ_α) erhöhen sich die mittleren Zugdämpferkräfte. Ein dadurch abnehmendes Niveau ist jedoch lediglich in der Simulation erkennbar (b), wo der genannte Effekt der Luftfedererwärmung – und zusätzlich eine als weniger relevant eingeschätzte Dämpfergasvolumenerwärmung – nicht modelliert ist. In der Messung hingegen kommt es zu einer Anhebung des Fahrzeugniveaus, da der Luftfedereffekt dominiert.

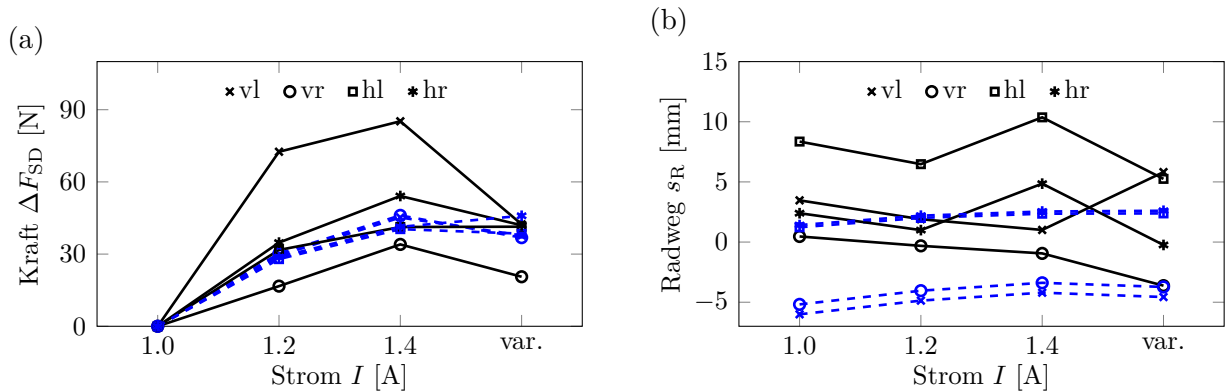


Bild 6.20: Niveaueffekte, Messung (-) und Simulation (---): Aus jeweils sechs Überfahrten gemittelte (a) mittlere Dämpferkräfte und (b) mittlere Radwege.

In zukünftigen Gesamtfahrzeugmessungen müssen diese beiden Effekte stets berücksichtigt werden. Einerseits ist dadurch eine bessere Vergleichbarkeit der Ergebnisse gewährleistet. Andererseits können zu große Niveauänderungen ein nicht mehr kundenrelevantes Kollektiv verursachen. Aufgrund reduzierter Restfederwege – die Anschlagspuffer oder die mechanischen Zuganschläge setzen früher ein – entstehen meist zu hohe Lastspitzen. Zudem kann es zu Abweichungen in der ebenfalls geforderten Federwegausnutzung kommen. Die sorgfältige Auswahl entsprechender Dämpferkennungen sowie eine ständige Kontrolle des Fahrzeugniveaus und der Lastspitzen ist zwingend erforderlich. Wie in den vorangegangenen Abschnitten aber auch gezeigt, kann die Simulation hier eine entsprechende Unterstützung leisten.

6.4.2 Regelung und Dämpferkräfte

Die regelungsbedingten variablen Dämpferbestromungen lassen sich in Gesamtfahrzeugsimulationen sehr gut reproduzieren, siehe Bild 6.21 (oben). Die Kollektivformen stimmen im gesamten Strombereich überein. Die für diese Regelung maßgeblichen Aufbau- und Radbeschleunigungen, siehe Abschnitt 2.2.3, werden somit in der Simulation sehr gut reproduziert. Daher zeigen auch die Einfedergeschwindigkeiten am Rad (mitte) eine gute Übereinstimmung zur Messung. In den Dämpferkräften (unten) gibt es an der Vorderachse Abweichungen bei Einzelereignissen in Form von Zugansschlägen. Diese treten sowohl

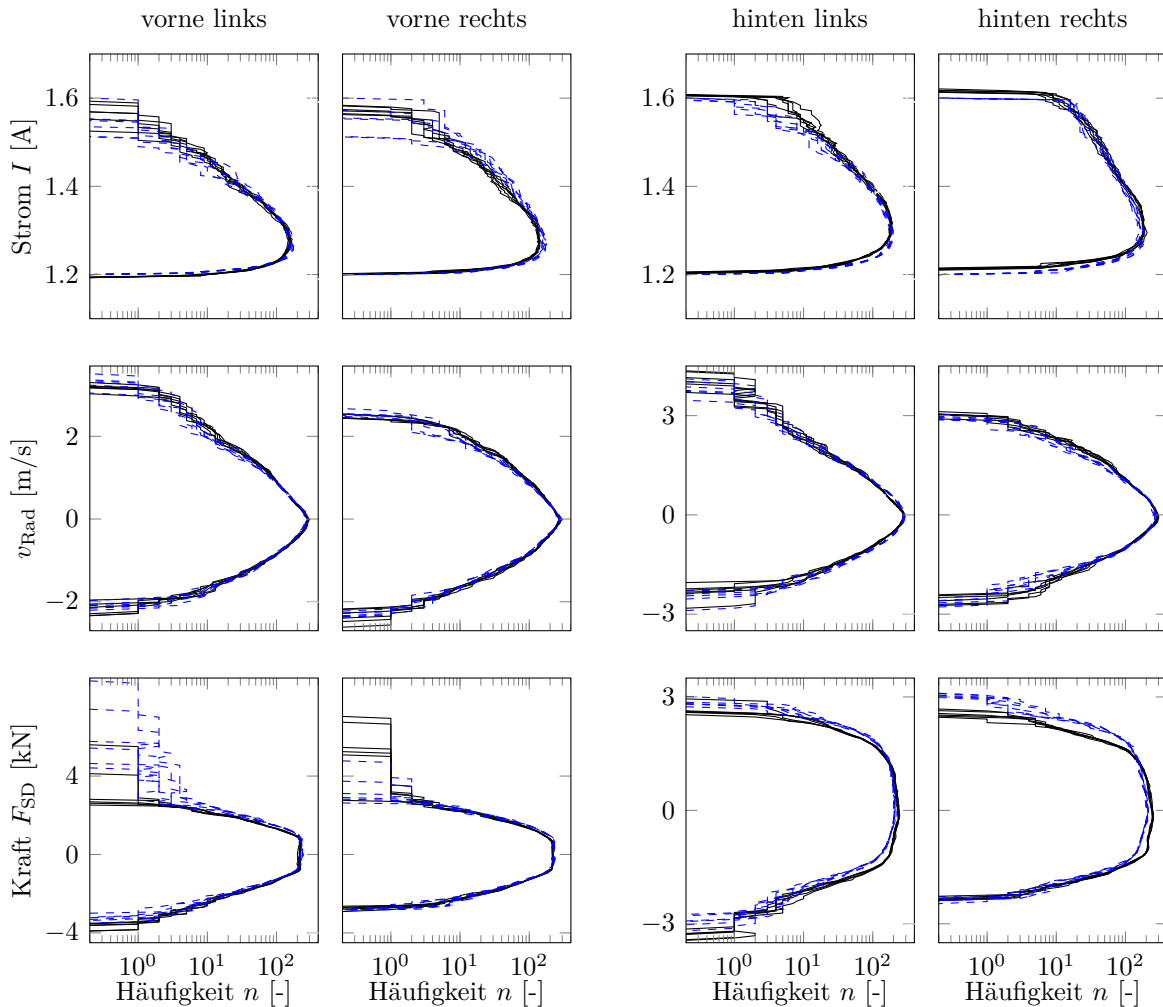


Bild 6.21: Geregelte Gesamtfahrzeugmessungen (—) und -simulationen (---), Klassengrenzenüberschreitungen von jeweils sechs Überfahrten: (oben) Dämpferströme, (mitte) Radgeschwindigkeiten sowie (unten) Dämpferkräfte.

in der Messung als auch in der Simulation auf, jedoch mit unterschiedlichen Häufigkeiten und Intensitäten. Da keine Zuganschlagsfeder in den hier verwendeten Dämpfern existiert, setzt der Zuganschlag schlagartig mit hohen resultierenden Kraftspitzen ein. Bereits geringfügige Dämpferwegunterschiede, von beispielsweise einem Millimeter oder weniger, sind somit für das Auftreten eines Zuganschlages entscheidend [13]. Die unterschiedlichen Fahrzeugniveaus, siehe Bild 6.20 (b, var.), nehmen daher sicherlich Einfluss auf dieses Ver-

halten. Ebenfalls zu beachten ist auch die allgemeine Problematik von Einzelereignissen auf Schlechtwegstrecken [55]. Neben der Fahrgeschwindigkeit, der Fahrzeugkinematik und dem Lenkverhalten sind diese Einzelereignisse primär abhängig von der Straßenoberfläche. Eine Ursache der Abweichungen in den Zugansschlägen könnte daher auch in der verfügbaren digitalisierten Straßenoberfläche liegen, welche über zwei Jahre vor den Gesamtfahrzeugmessungen aufgenommen wurde. Veränderungen im Laufe der Zeit, beispielsweise in Form der Befestigung oder Entfernung eines einzelnen lockeren Pflastersteins aufgrund Abnutzung oder häufigem Bodenrost, können somit einen direkten Vergleich der Mess- und Simulationsergebnisse erschweren. An der Hinterachse rechts zeigen sich im Zugbereich etwas zu hohe Dämpferkräfte in der Simulation, links stimmen diese gut überein. Asymmetrien im Dämpferverhalten zwischen linker und rechter Seite des Versuchsfahrzeugs können hierfür verantwortlich sein.

Es lässt sich festhalten, dass die Dämpferregelung auf Schlechtweg mit einer hohen Güte simulativ dargestellt wird. Voraussetzung ist jedoch die Wahl ausreichender Dämpferkräfte und Modifizierung des Reglerverhaltens gewesen.

6.4.3 Bauteilkräfte

Bild 6.22 zeigt verschiedene Bauteilkräfte der Vorderachse in Form von Bereichspaarzählungen im Vergleich zwischen Messung und Simulation. Wesentliche Abweichungen sind bei

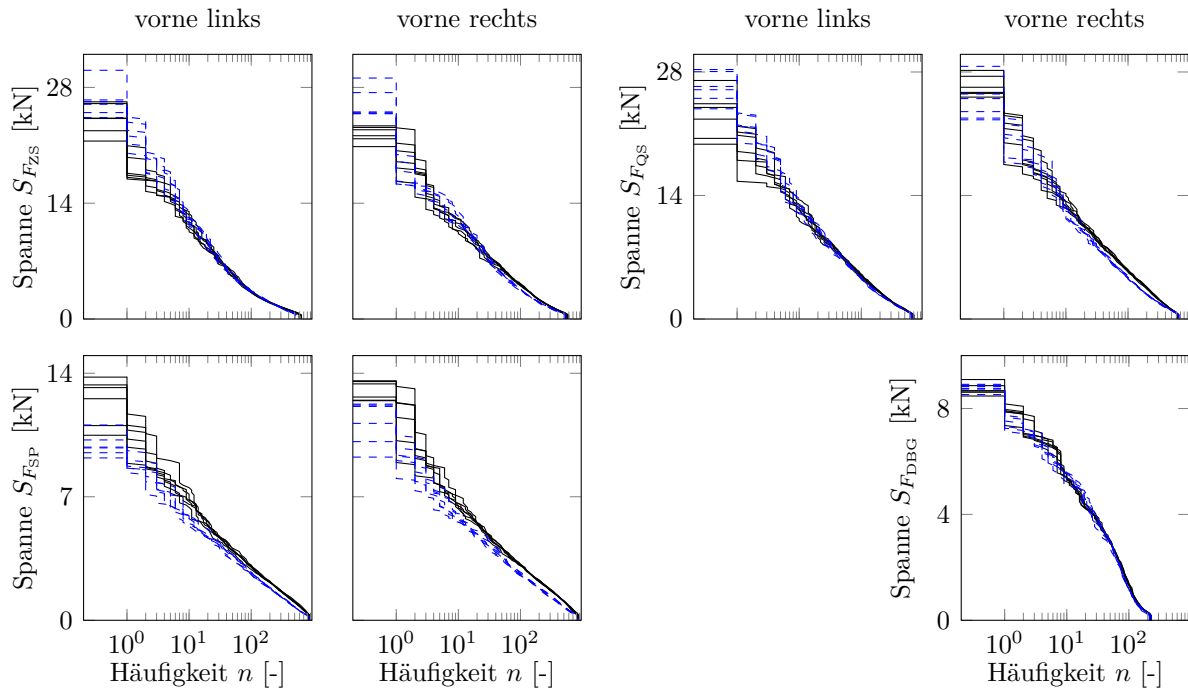


Bild 6.22: Bereichspaarzählung für Bauteilkräfte der Vorderachse, Vergleich von geregelten Gesamtfahrzeugmessungen (-) und -simulationen (--) von jeweils sechs Überfahrten.

Ereignissen sehr geringer Häufigkeit ($n \leq 3$) erkennbar. Bei höheren Häufigkeiten zeigt sich insgesamt eine sehr gute Übereinstimmung, lediglich in der Spurstangenkraft zeigen sich zu

größeren Schwingspielen hin Abweichungen. Wie bereits in Kapitel 4 erläutert, können diese auf ein fehlendes EPS-Modell oder auch fehlende flexible Körper zurückzuführen sein und werden daher nicht weiter betrachtet. Unter Beachtung der Sensitivität der Schädigungsbeurteilung, siehe Abschnitt 2.1.3, ergeben sich so mitunter große Abweichungen im fiktiven Schädigungswert, obwohl die Kollektivformen, abgesehen von Einzelereignissen, sehr ähnlich sind. Die normierten Standardabweichungen der fiktiven Schädigungen beispielsweise in der Querstrebenkraft $F_{QS,vl}$ liegen in der Messung bei $\sigma_M \approx 35\%$ und der Simulation bei $\sigma_S \approx 19\%$, unter Vernachlässigung der Ereignisse mit $n \leq 3$ betragen diese jedoch nur noch $\sigma_{M,n>3} \approx 22\%$ beziehungsweise $\sigma_{S,n>3} \approx 10\%$. Die Abweichungen in der mittleren fiktiven Schädigungszahl, berechnet jeweils aus allen sechs Messungen und Simulationen, betragen entsprechend $\Delta D_f \approx 56\%$ und $\Delta D_{f,n>3} \approx 28\%$. Die fiktiven Schädigungen ohne Beachtung der Einzelereignisse weichen demnach weitaus weniger voneinander ab. Zur Bewertung von Kollektiven muss daher stets beachtet werden, ob Einzelereignisse die Annahmen der Ermüdungsfestigkeit (repräsentatives Kundenverhalten, siehe Abschnitt 2.1.4) noch einhalten.

Bild 6.23 zeigt den Vergleich der Bereichspaarzählung verschiedener Bauteilkräfte für die Hinterachse. Analog zur Vorderachse werden die Kollektivformen an sich gut reproduziert, Abweichungen ergeben sich jedoch wiederum bei Einzelereignissen. Einzig die Führungsstrebenkraft zeigt auch größere Abweichungen in den Kollektivformen, was so bereits aus der vSSP-Validierung in Abschnitt 3.4 zu erwarten ist.

Die im vorherigen Abschnitt aufgezeigte hohe Güte der simulierten Regelung kann anhand der Betrachtung von simulierten Bauteilkräften bestätigt werden.

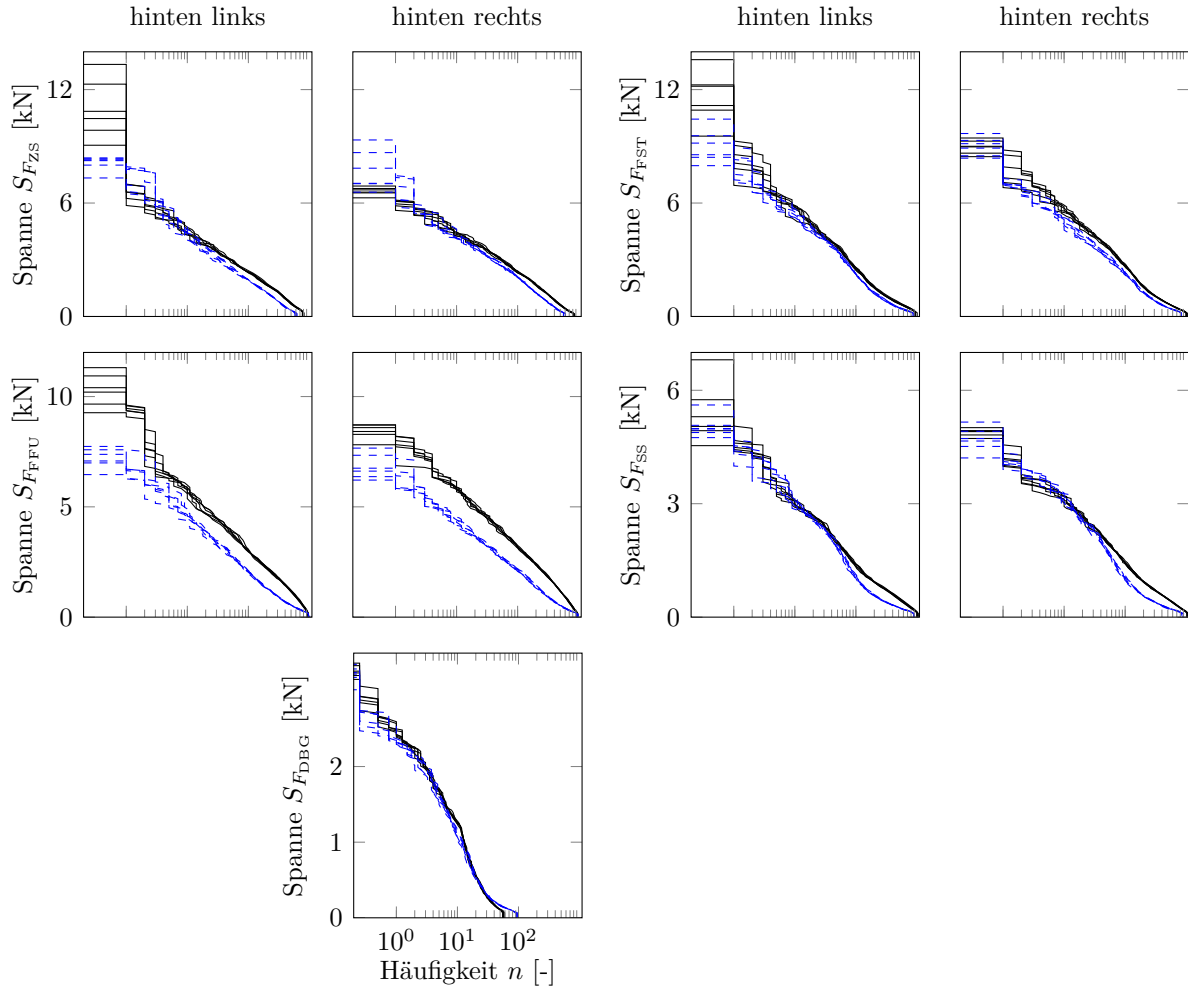


Bild 6.23: Bereichspaarzählung für Bauteilkräfte der Hinterachse, Vergleich von geregelten Gesamtfahrzeugmessungen (—) und -simulationen (---) von jeweils sechs Überfahrten.

6.4.4 Regelungseinfluss

Bild 6.24 zeigt die Ergebnisse von zwei Gesamtfahrzeugmessvarianten im Vergleich. Trotz der hohen Sensitivität der fiktiven Schädigungsrechnung, siehe Abschnitt 2.1.3, weichen die mittleren Schädigungswerte lediglich um $|\Delta D_f| \leq 20\%$ voneinander ab. Besonders auffällig sind einzig die Unterschiede in den Zugstrebenkräften. Diese kommen maßgeblich durch einzelne Kraftspitzen zustande. Ursache hierfür ist nicht die Verstelldämpfungsregelung, sondern vielmehr unterschiedliche Fahrzeugniveaus. Bild 6.25 zeigt dies am Beispiel eines ausgewählten Streckenabschnittes: Das Rad vorne links verliert zu Beginn ($u \leq 0.4$ m) des gezeigten Ausschnittes den Bodenkontakt (Fahrt über eine Senke hinweg) und federt aus (Bild 1). Zwar wird in der geregelten Variante hier eine höhere Dämpfung (mittels Stromanhebung) gestellt (Bild 2), jedoch sind die Auswirkungen auf die Dämpferkraft gering (Bild 3). Relativ gesehen federt das Rad in beiden Varianten somit ähnlich weit aus. Absolut gesehen ist das Rad in der konstantbestromten Variante jedoch circa $s \approx 10$ mm weiter ausgefedert ($u \approx 0.4$ m). Der horizontale Impuls beim Aufprall auf die nun kommende Kante am Senkenende führt zu einer um circa $F_{ZS} \approx 4$ kN höheren Kraft (Bild

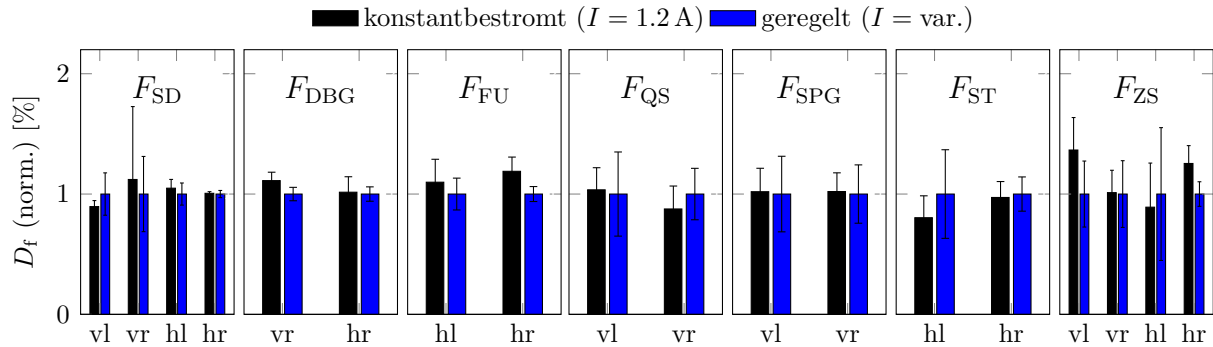


Bild 6.24: Fiktive mittlere Schädigungswerte mit Angabe der Standardabweichung für Bauteilkräfte der Vorder- und Hinterachse aus jeweils sechs Messungen im Vergleich zwischen konstantbestromten ($I = 1.2 \text{ A}$) und geregelten ($I = \text{var.}$) Varianten.

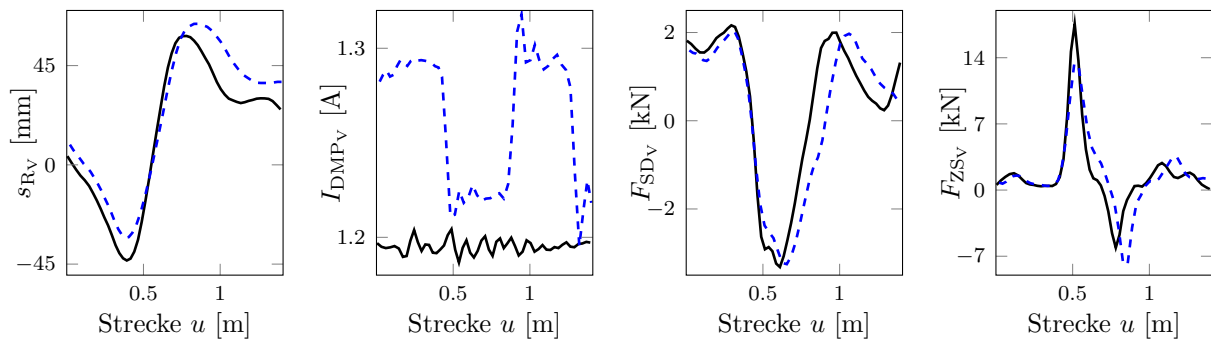


Bild 6.25: Zur Entstehung der hohen fiktiven Schädigungen in den Zugstreben, beispielhaft am Rad vorne links: Streckenausschnitt mit Darstellung einer konstantbestromten (—) und einer geregelten (---) Messung.

4, $u \approx 0.55$ m). In der geregelten Variante hingegen rollt das Rad vergleichsweise leichter über die Kante hinweg. Die Messbedingungen sind somit nicht exakt vergleichbar, was bereits in Bild 6.20 (b) gezeigt wird.

In der Simulation lassen sich diese Erkenntnisse bestätigen, siehe Bild 6.26. Bei Vorgabe einer identischen Fahrgeschwindigkeit sowie Einstellung eines identischen Niveaus (abgesehen vom physikalischen Niveaueffekt aufgrund der Nichtlinearitäten im Dämpfer), was beides in der Messung nicht möglich ist, lassen sich keine betriebsfestigkeitsrelevanten Unterschiede in den Ergebnissen mehr erkennen. Dies ist, bei richtiger Wahl der Dämpferkennungen bereits zu erwarten, siehe Bild 6.19.

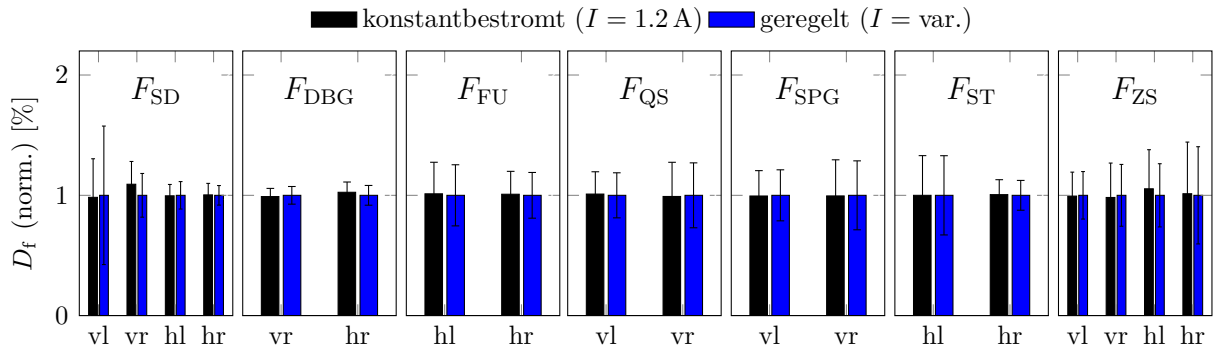


Bild 6.26: Fiktive mittlere Schädigungswerte mit Angabe der Standardabweichung für Bauteilkräfte der Vorder- und Hinterachse aus jeweils sechs Simulationen im Vergleich zwischen konstantbestromten ($I = 1.2$ A) und geregelten ($I = \text{var.}$) Varianten.

Ein Einfluss der Verstelldämpfungsregelung auf den Schädigungsinhalt der Lastdaten ist anhand dem Vergleich mit der konstantbestromten Variante nicht zu erkennen. Voraussetzung hierfür sind jedoch die richtige Wahl der erforderlichen Dämpfung (Gefahr von nicht kundenrelevanten Lastspitzen), siehe Abschnitt 6.1.3. Zudem muss besonderer Wert auf die Einstellung vergleichbarer Fahrzeugniveaus gelegt werden, siehe Abschnitt 6.4.1.

6.5 Simulation der Dämpfer- und Fahrdynamikregelung

Nachdem im vorherigen Abschnitt gezeigt ist, dass die Verstelldämpfungsregelung auf der hier betrachteten Schlechtwegstrecke keinen betriebsfestigkeitsrelevanten Einfluss nimmt, stellt sich die Frage, inwieweit die Regelung bei anderen betriebsfestigkeitsrelevanten Manövern von Bedeutung ist. Dies lässt sich, zumindest simulativ, einfach abprüfen. Hierfür wird das in Kapitel 5 behandelte Handlingmanöver in drei Varianten simuliert: In Weichkennung, geregelt und in Hartkennung. Messdaten des Handlingmanövers mit Verstelldämpfungsregelung liegen nicht vor. Die Ergebnisse in Form der jeweils resultierenden fiktiven Schädigungszahlen der Radkräfte, normiert auf die geregelte Variante, sind in Bild 6.27 gezeigt. Bei Wahl einer zu niedrigen Dämpferkennung ergeben sich insbesondere an der Hinterachse in der Seiten- und Vertikalkraft überhöhte fiktive Schädigungswerte. Aufgrund der zu geringen Dämpfung kommt es hier teilweise zu starken schädigungsrelevanten Radlastschwankungen. Zudem machen sich diese in den jeweils kurveninneren Rädern in den Seitenkräften, in Form von ebenfalls starken Schwingungen, bemerkbar.

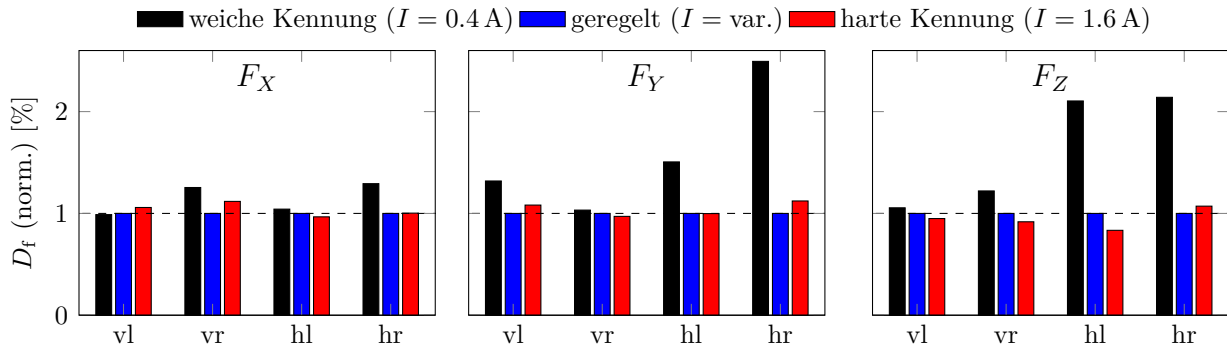


Bild 6.27: Handlingmanöver: simulierte fiktive Schädigungen aller Radkräfte, Vergleich zwischen geregelter und zwei konstantbestromten Varianten.

Die Hartkennung zeigt hingegen nur noch geringfügige Abweichungen zur geregelten Variante. Dieses Verhalten ist aufgrund der Manövercharakteristik so zu erwarten, da bei diesem sportlichen Manöver weniger der Fahrkomfort, sondern mehr die Fahrsicherheit – in Form von geringen Radlastschwankungen mittels hoher Dämpfung – im Vordergrund stehen.

Zur Abschätzung von Fahrwerkslasten in frühen Entwicklungsphasen bietet sich bei diesem Manöver daher die Simulation mit harter Dämpferkennung an, sofern kein SiL-Regelssystemmodell zur Verfügung steht.

6.6 Fazit

Die Abbildung der Dämpferregelung auf Schlechtweg ist in Gesamtfahrzeugsimulationen mit einer hohen Güte möglich. Für das hier betrachtete System ist die Verwendung einer Regelung aber zu hinterfragen. Bauteilbeschädigungen durch nicht kundenrelevante erhöhte Lastspitzen (Puffereinsatz, Zuganschlag) können auftreten.

Einerseits können diese Lastspitzen bei den hier wirksamen großen Radeinfederwegen und hohen -geschwindigkeiten durch zu niedrige Dämpferkräfte verursacht werden. Andererseits können diese Lastspitzen aufgrund zu niedriger Reglerströme auftreten, sofern die Dämpfer nicht über ihren gesamten Arbeitsbereich ausreichende Kräfte liefern. Abschätzungen zur notwendigen Dämpferkraft und dem Reglerverhalten sollten daher im Vorfeld zu den Messungen am Zweimassenschwinger oder in der Gesamtfahrzeugsimulation vorgenommen werden, was sich in dieser Arbeit jeweils als zulässig erwies.

Die zur Analyse etwaiger Regelungseinflüsse betrachtete Sonderregelungsvariante – mit welcher stets ausreichende Dämpferkräfte verfügbar sind – zeigt nur geringfügige Unterschiede in den fiktiven Bauteilschädigungen im Vergleich zu einer konstantbestromten Variante. Dies ist sicherlich auch begründet in der geringen Spreizung des Dämpferkennfeldes bei höheren Geschwindigkeiten. Auf dem Handlingkurs ergibt sich ein anderes Bild: Die Dämpferregelung garantiert eine erhöhte Fahrstabilität, eine zu geringe Dämpferkraft führt zu deutlich höheren fiktiven Schädigungen.

Eine der Grundvoraussetzungen zur Durchführung entsprechender Gesamtfahrzeugsimulationen sind entsprechende Aktorikmodelle der Dämpfer und Luftfedern. Messdaten

des Dämpferverhaltens sind zur Simulation auf Ermüdungsfestigkeitsstrecken bis in einen hohen Geschwindigkeitsbereich ($v \geq 3 \text{ m/s}$) hinein notwendig. Eine physikalische Modellierung, mit Berücksichtigung von Kavitationseffekten ist empfehlenswert. Für die Luftfeder sollte mindestens die dynamische Verhärtung bei höheren Anregungsfrequenzen modelliert sein.

Kapitel 7

Zusammenfassung und Ausblick

Computerbasierte Hilfsmittel sind ein fester Bestandteil innerhalb eines modernen Entwicklungsprozesses. Die verfügbaren Programme und Werkzeuge reichen von reinen Konstruktionsprogrammen bis hin zu Simulationsprogrammen, um ein Systemverhalten mittels mathematischer Ersatzmodelle vorhersagen und optimieren zu können. In der Automobilbranche kommen diese computerbasierten Simulationen insbesondere in frühen Phasen der Entwicklung zum Einsatz, noch bevor das erste reale Fahrzeug auf der Straße steht. Im Bereich der betriebsfesten Bemessung des Fahrwerks dient beispielsweise die Methode der Mehrkörpersysteme als Analyseverfahren zur Ermittlung von Bewegungen und Schnittgrößen an den Fahrwerksbauteilen.

Eine der aktuellen Herausforderungen hierbei ist der zunehmende interdisziplinäre Charakter in Form von mechatronischen Systemen im Fahrwerk. Beispielhaft genannt seien das elektronische Stabilitätsprogramm, das Antiblockiersystem, Verstelldämpfer oder gar kamerabasierte Systeme zur vorausschauenden Fahrwerkeinstellung.

Der Einfluss dieser Systeme auf die Fahrwerksbelastungen muss zur Abschätzung der erreichbaren Mindestlebensdauer bereits im frühen Entwicklungsprozess bekannt sein. In rein virtuellen Entwicklungsphasen kommen hierfür einzig Gesamtfahrzeugsimulationen in Frage, da nur dort alle notwendigen Fahrzustandsgrößen zum korrekten Betrieb der Regleralgorithmen zur Verfügung stehen. Insbesondere aufgrund der hohen Komplexität dieser Methode, aber auch aufgrund fehlender Regler-Simulationsmodelle, finden sich in der Literatur, abgesehen von der Untersuchung von Geradeausbremsungen mit ABS-Eingriffen, diesbezüglich meist nur unzureichend oder mit Einschränkungen durchgeführte Untersuchungen.

In dieser Arbeit wird daher die Möglichkeit und Notwendigkeit entsprechender Gesamtfahrzeugsimulationen mit verschiedenen Fahrwerkregelsystemen untersucht, wobei für die Automobilbranche typische auslegungsrelevante Manöver betrachtet werden. Die Erkenntnisse bieten eine Orientierung für zukünftige Entwicklungsprozesse, um eine effiziente simulative Lastdatenermittlung mit Fahrwerkregelsystemen durchzuführen. Es werden drei Systeme betrachtet: Ein Antiblockiersystem, ein elektronisches Bremssystem sowie eine semiaktive Verstelldämpfung in Verbindung mit einer Luftfeder zur Niveauregulierung. Die jeweiligen Untersuchungen werden ganzheitlich durchgeführt, und umfassen somit den Aufbau der domänenübergreifenden Simulationsumgebung, die Durchführung und Analyse von Fahrzeug- und Komponentenmessungen sowie die Validierung und Bewertung der Simulationsergebnisse.

Die auf dem Steuergerät des Versuchsfahrzeugs befindlichen Regleralgorithmen stehen als Software in the Loop Modelle zur Verfügung und sind auf Betriebssystemebene über eine Co-Simulation mit dem Gesamtfahrzeugmodell gekoppelt. Diese Art der Simulation ist aufgrund hoher Rechenzeiten zur Lastdatenermittlung – je nach Modellkomplexität sind für eine Sekunde Echtzeit zwischen 200 und 2000 Sekunden Rechenzeit nötig – die einzig realisierbare Möglichkeit zur Simulation mit Regelsystemen. Die Kopplung erfolgt sowohl über kommerziell als auch frei verfügbare standardisierte Schnittstellen. Aufgrund im Entwicklungsprozess häufig nicht verfügbarer Original-Regleralgorithmen werden auch stets alternative Ansätze bewertet.

Zur Analyse der Bremsregelung (ABS) werden drei für den Betriebsfestigkeitsnachweis relevante Manöver auf jeweils verschiedenen Straßenoberflächen betrachtet. Unter Verwendung des Original-Reglers wird eine hohe Ergebnisgüte erzielt, jedoch ist dieser Regler zur Lastdatenermittlung nicht zwingend notwendig. Sogar ohne Regler können Bremsungen auf ebener Straße noch gute Ergebnisse liefern, bei Bremsungen auf Schlechtweg steigen die Anforderungen an eine Regelung hingegen an. Modellansätze, die das grundsätzliche Systemverhalten einer ABS-Regelung abbilden, sind jedoch ausreichend, um in frühen Entwicklungsphasen erste Lastabschätzungen vorzunehmen. Weitere Modellbestandteile mit großem Einfluss auf die resultierenden Fahrwerksbelastungen sind der Reifen und die Bremsaktorik. Die Reibwertcharakteristik des Reifenmodells beeinflusst maßgeblich die Regleraktivitäten. Das Verhalten der Bremsaktorik, in Form von nichtlinearen Reibwertabhängigkeiten, beeinflusst insbesondere die erste hohe Lastamplitude der Bremsung. Zudem muss der Übergang von Gleit- zu Haftreibung zwischen Bremsbelag und Brems Scheibe physikalisch korrekt dargestellt werden, um die Nickschwingungen der Karosserie nach Bremsende mit den hohen resultierenden Lastamplituden im Fahrwerk abzubilden. Jeweils implementierte neue Modellansätze zeigen diesbezüglich verbesserte Ergebnisse.

Der Einsatz eines elektronischen Bremssystems (EBS) bei der Lastdatenermittlung wird anhand der Überfahrt einer Handlingstrecke betrachtet. In verschiedenen Messvarianten zeigen sich Abweichungen in den fiktiven Schädigungen der Radkräfte und -momente um bis zu Faktor drei. Diese sind jedoch nicht auf Reglereingriffe zurückzuführen, sondern vielmehr auf verschiedene Fahrstrategien (Trajektorie, Geschwindigkeit). Die durch Reglereingriffe direkt verursachten Lasten sind vergleichsweise gering, eine spurstabile Überfahrt ist aufgrund der hohen fahrdynamischen Ansprüche ohne entsprechendes EBS-Modell aber nicht möglich. In der Gesamtfahrzeugsimulation lassen sich diese Ergebnisse mit einer hohen Güte reproduzieren. Ohne Reglermodell ist lediglich eine Simulation mit reduzierter Geschwindigkeit möglich, was zu einer deutlichen Lastunterschätzung führt. Alternativ ist eine Simulation mit erhöhtem Straßenreibwert denkbar, was jedoch in leicht überschätzten Seitenkräften resultiert. Unabhängig vom Reglermodell kommt der Definition einer Soll-Trajektorie und Soll-Geschwindigkeit eine hohe Bedeutung zu. Steht keine entsprechende Referenz (identisches Antriebskonzept, vergleichbare Motorisierung) zur Verfügung, so müssen diese fahrzeugspezifisch generiert werden. In dieser Arbeit wird ein Ansatz zur Erzeugung eines synthetischen Geschwindigkeitsprofils übernommen, welcher auf bereits existierenden Trajektorien basiert. Aufgrund zu hoher Kurvengeschwindigkeiten kommt es bei dieser Methode jedoch wider Erwarten zu schädigungsrelevanten Brems eingriffen. Der Plausibilisierung des synthetischen Geschwindigkeitsprofils und der Reglereingriffe kommt demnach eine hohe Bedeutung zu.

Die Verwendung einer semiaktiven Verstelldämpfung sowie einer Luftfeder mit Niveau-regulierung wird am Beispiel einer zur Ermüdungsfestigkeit gehörenden Schlechtwegstrecke untersucht. Die Abbildung der Regelung ist in Gesamtfahrzeugsimulationen zwar mit einer hohen Güte möglich, für das hier betrachtete System ist deren Verwendung aber zu hinterfragen. Aufgrund großer Radeinfederwege und hoher -geschwindigkeiten kann es bei zu niedrigen Dämpferkräften zu erhöhten nicht kundenrelevanten Lastspitzen (Puffereinsatz, Zuganschlag) kommen. Die Regleraktivitäten selbst können dieses Verhalten, aufgrund der hardwareseitigen Dämpferkraftlimitierung, nicht immer verhindern. Vor der Durchführung von Gesamtfahrzeugmessungen wird daher sowohl eine Überprüfung bezüglich des Dämpfungsmaßes als auch des Reglerverhaltens, jeweils anhand Gesamtfahrzeugsimulationen, dringend empfohlen. Die Einstellung eines kundenrelevanten Arbeitsbereichs (Ausnutzung der Federwege, zulässige Lastamplituden mit entsprechender Häufigkeit) kann so gewährleistet werden. Ein etwaiger Einfluss der Regelung auf die Lastdaten ist bei Verwendung einer Sonderregelungsvariante – ausreichende Dämpferkräfte sind stets gewährleistet – weder in der Messung noch in der Simulation erkennbar. Sollte kein Reglermodell verfügbar sein, wird daher zur Lastabschätzung eine Simulation mit konstant hohen Dämpferkräften empfohlen. Eine weitere Voraussetzung für die Gesamtfahrzeugsimulationen sind entsprechende (teil-) physikalische Aktorikmodelle der Dämpfer und Luftfedern. Komponentennmessungen sind bis in einen hohen Geschwindigkeitsbereich ($v \geq 3 \text{ m/s}$) hinein notwendig.

Die vorliegende Arbeit erweitert somit den Stand der Forschung dahingehend, dass ergänzende Analysen im Bereich der Längsdynamikregelung (ABS) und zudem erstmalig umfassende Analysen im Bereich der Quer- und Vertikaldynamikregelung (EBS, CES) durchgeführt werden. Die Erkenntnisse zeigen, dass entsprechende simulative Lastdatenermittlungen mit komplexen Simulationsmodellen stets möglich, jedoch nicht immer notwendig sind. Bezüglich der Regelsystemmodelle ergeben sich für eine zukünftige effiziente Berücksichtigung etablierter und insbesondere neuartiger Systeme allgemein zwei Handlungsbedarfe: Der Original-Steuergeräte-Code muss als SiL-Modell mit standardisierten Schnittstellen vorliegen, notwendige Lastenheft-Spezifikationen werden in dieser Arbeit konkretisiert. Neben den Systemlieferanten müssen insbesondere die Softwareanbieter entsprechende Voraussetzungen zur standardisierten Kopplung schaffen. Der zweite Schwerpunkt liegt auf der Erstellung und Verifizierung entsprechender System-Verhaltensmodelle, um fahrzeugunabhängig, kurzfristig und bereits in frühen Konzeptphasen Lastabschätzungen vornehmen zu können. Einen speziellen Handlungsbedarf gibt es bei der Berücksichtigung und Analyse einer elektrisch angetriebenen Servolenkung. Auswirkungen auf Lenkschwingungen und Spurstangenkräfte werden erwartet. Außerdem sind Anfahrvorgänge mit maximaler Beschleunigung auf Schlechtweg mit Eingriffen der Antriebsschlupfregelung bislang nicht Gegenstand von Untersuchungen gewesen. Bezüglich des Fahrzeugmodells stellt die Betrachtung einer erhöhten Modellierungstiefe einen nächsten Schritt dar: Flexibel modellierte Bauteile und höherwertige Gummilagermodelle könnten bei den hochdynamischen Schlechtweganregungen eine Erhöhung der Ergebnistüte bewirken und den Betrachtungsbereich erweitern. Auch sollten zukünftig vereinzelte Randbedingungen hinterfragt werden. Insbesondere Einzelereignisse auf zur Ermüdungsfestigkeit gehörenden Schlechtwegstrecken erschweren einen direkten Vergleich zwischen Mess- und Simulationsergebnissen.

Literaturverzeichnis

- [1] Adamski D., Kolender L., Großmann T. und Dragon L. „Rechnerische Lastkollektivvermittlung auf der digitalen Straße“. In: *DVM-Tagungsbericht 134*. 2007, S. 23–29 (siehe S. 2).
- [2] Ammon D. „Künftige Fahrdynamik- und Assistenzsysteme - eine Vielzahl von Möglichkeiten und regelungstechnischen Herausforderungen“. In: *VDI-Berichte Nr. 1828*. 2004 (siehe S. 1).
- [3] Ammon D. *Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik*. Stuttgart: B.G. Teubner, 1997, 231 S. (Siehe S. 15, 16, 18, 19, 33, 107).
- [4] Ammon D. *Technischer Bericht: ABS-Simulationsmodell, Numerische Simulation der Kraftverläufe bei ABS-Bremsungen, Modellierung der ABS-Logik-Funktionen und der Hydraulik*. Daimler Benz, 17. Sep. 1991. (Siehe S. 57).
- [5] Ammon D. „Vehicle dynamics analysis tasks and related tyre simulation challenges“. In: *Vehicle System Dynamics* 43.sup1 (2005), S. 30–47 (siehe S. 34).
- [6] Arbeitskreis-Lastenheft (AK-LH) 5.19. *Hochgeschwindigkeitsmessung Dämpfer - Anforderung und Prüfung*. Audi AG, Bayerische Motoren Werke AG, Daimler AG, Porsche AG, Volkswagen AG, November 2009. (Siehe S. 95).
- [7] ATZextra. *Die neue S-Klasse von Mercedes-Benz*. Bd. 5. 2013 (siehe S. 1).
- [8] Automotive Testing Papenburg GmbH. *Detailed Overview of the Handling Course*. 10. Jan. 2015. URL: <http://www.atp-papenburg.de/index.php/en/products/teststrecken> (siehe S. 32, 67).
- [9] Berg M. „A non-linear rubber spring model for rail vehicle dynamics analysis.“ In: *Technical Report 1995:53*. Department of Vehicle Engineering, Stockholm, 1995 (siehe S. 103).
- [10] Bertsch C., Ahle E. und Schulmeister U. „The Functional Mockup Interface - seen from an industrial perspective“. In: *Proceedings of the 10th International Modelica Conference, Lund, Sweden*. Linköping University Electronic Press, Linköpings universitet, 10. März 2014, S. 27–33 (siehe S. 26).
- [11] Blochwitz T., Otter M., Arnold M., Bausch C., Clauß C., Elmqvist H., Junghanns A., Mauss J., Monteiro M., Neidhold T., Neumerkel D., Olsson H., Peetz J.-V. und Wolf S. „The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models“. In: *8th International Modelica Conference*. Modelica Association und the Fraunhofer IIS EAS. Dresden, Germany, März 2011 (siehe S. 27).

- [12] Brandes S., Hilf K.-D., Leidner U., Rauh J. und Sedlacek K. „Simulative Untersuchung der Auswirkung von Bremsregelsystemmodellierungen auf die Dimensionierung von Fahrwerksbauteilen“. In: *VDI-Berichte Nr. 2169*. 2012, S. 617–628 (siehe S. 57, 60, 61).
- [13] Brandes S., Leidner U., Melz T., Möller R. und Seufert B. „Lastdatengenerierung anhand MKS-Gesamtfahrzeugsimulationen mit Fahrwerkregelsystemen“. In: *DVM-Tagungsbericht 141*. 2014, S. 129–141 (siehe S. 62, 108).
- [14] Brandes S., Sedlacek K., Leidner U., Seufert B., Möller R. und Bruder T. „Load Data Computation with Virtual.Lab Motion“. In: *LMS European Vehicle Conference, Munich*. 2012 (siehe S. 2, 50).
- [15] Brandes S., Sedlacek K., Leidner U., Seufert B., Möller R. und Bruder T. „Virtual Data Evaluation for ABS Maneuvers on Rough Roads“. In: *2nd International Conference, Dynamic Simulation in Vehicle Engineering, St. Valentin*. 2012 (siehe S. 2, 50).
- [16] Bretthauer G. und Mack G. „Bestimmung von Bauteilbelastungen im aktiven Fahrwerk mittels Co-Simulation“. In: *VDI-Berichte Nr. 2014*. 2007, S. 447–462 (siehe S. 4, 49, 50).
- [17] Breuer B. und Bill K. H. *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. Springer Vieweg, 2012 (siehe S. 54).
- [18] Brune M. und Pötter K. „Mechatronische Systeme bei der Betriebsfestigkeitsprüfung und -simulation am Beispiel eines variablen Dämpfers“. In: *Materialprüfung/-Materials Testing* 50.7-8 (2008), S. 390–396 (siehe S. 3).
- [19] Casanova D. „On minimum time vehicle manoeuvring: The theoretical optimal lap“. Dissertation. 2000 (siehe S. 88).
- [20] Causemann P. „Moderne Schwingungsdämpfung“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 105 (Nov. 2003), S. 1072–1079 (siehe S. 15, 21).
- [21] cosin scientific software. *FTire - Flexible Ring Tire Model, Modelization and Parameter Specification*. cosin scientific software / Gipser + Hofmann, Ingenieure, Partnerschaft. 2013 (siehe S. 34, 35).
- [22] cosin scientific software. *FTire Product Brief*. 1. Feb. 2015. URL: <http://www.cosin.eu/> (siehe S. 34).
- [23] Daimler. *Global Media Site*. 30. Apr. 2014. URL: <http://media.daimler.com> (siehe S. 30).
- [24] Degenstein T. „Kraftmessung in Scheibenbremsen“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2007 (siehe S. 54).
- [25] DIN 45667. *Klassiervverfahren für das Erfassen regelloser Schwingungen*. Okt. 1969. (Siehe S. 8).
- [26] DIN ISO 8855. *Straßenfahrzeuge – Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten – Begriffe (ISO 8855:2011)*. Nov. 2013. (Siehe S. 68).
- [27] Dörr E. L. *Technischer Bericht: ABS-Simulationsmodell, Verifikation des ABS-Berechnungsmodells in CASCaDE*. Daimler Benz, 31. Aug. 1992. (Siehe S. 57).

- [28] Drews R. „Funktions- und Festigkeitsnachweis von Fahrwerkregelsystemen“. In: *DVM-Bericht 130*. Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. 2003, S. 89–98 (siehe S. 2).
- [29] dSpace. *TargetLink®: Mehr als ein Seriencode-Generator*. 9. Mai 2014. URL: <http://www.dspace.com/de/gmb/home/products/sw/pcgs/targetli.cfm> (siehe S. 38).
- [30] Erdelyi H., Prescott W., Donders S. und Anthonis J. „FMI implementation in LMS Virtual.Lab Motion and application to a vehicle dynamics case“. In: *Proceedings of the 9th International MODELICA Conference, Munich, Germany*. September 3–5, 2012, S. 759–764 (siehe S. 26).
- [31] FAT-Schriftenreihe. *Entwicklung einer Prüfspezifikation zur Charakterisierung von Luftfedern*. Forschungsvereinigung Automobiltechnik E.V., 2009. (Siehe S. 15, 23, 91, 101, 102).
- [32] FMI. *Functional Mock-up Interface*. 6. Sep. 2014. URL: <https://www.fmi-standard.org/> (siehe S. 26).
- [33] Föllinger O., Dörrscheidt F. und Klittich M. *Regelungstechnik: Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. Hüthig Studium. Hüthig, 2008 (siehe S. 36).
- [34] Gaßner E. „Festigkeitsverhalten mit wiederholter Beanspruchung im Flugzeugbau“. In: *Luftwissen* 6 (1939), S. 61–64 (siehe S. 8).
- [35] Gimmmler H., Ammon D. und Rauh J. „Straßenprofile: Mobile Messung, prozessgerechte Datenaufbereitung und vollständige Bewertung bereiten die Basis für eine effektive Simulation“. In: *VDI-Berichte Nr. 1912*. 2005, S. 335–352 (siehe S. 35).
- [36] Gipser M. „FTire - the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics“. In: *Vehicle System Dynamics* 45.sup1 (2007), S. 139–151 (siehe S. 34).
- [37] Gudehus H. und Zenner H. *Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung. Empfehlungen zur Lebensdauerabschätzung von Maschinenbauteilen*. Düsseldorf: Verlag Stahleisen GmbH, 1999 (siehe S. 8).
- [38] Hägele N. „Berechnung und Analyse der Betriebslasten am Fahrwerk infolge von Bremsvorgängen auf unebener Fahrbahn“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2009 (siehe S. 4, 60).
- [39] Haibach E. *Betriebsfestigkeit: Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. 3. Aufl. Berlin [u.a.]: Springer, 2006, XIV, 759 S (siehe S. 8, 11).
- [40] Hänel B. *Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile aus Stahl, Eisen- und Aluminiumwerkstoffen*. 4. Aufl. FKM-Richtlinie. VDMA-Verlag, 2002 (siehe S. 12, 13).
- [41] Hartikainen L., Petry F. und Westermann S. „Longitudinal wheel slip during ABS braking“. In: *Vehicle System Dynamics* 53.2 (2015), S. 237–255 (siehe S. 51).
- [42] Heißing B. und Ersoy M. *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, 2008, XXII, 603 S. (Siehe S. 15, 21, 22, 94).

- [43] Heißing B. und Ersoy M. *Fahrwerkhandbuch - Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. Hrsg. von Gies S. 4. Aufl. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2013, XXIII, 731 S. (Siehe S. 1).
- [44] Heussaff A. „Influence of the variability of automotive brake lining surfaces on squeal instabilities“. Dissertation. Universit  de Valenciennes et du Hainaut-Cambr sis, 2012 (siehe S. 54).
- [45] Hilf K.-D. *Technischer Bericht: Der FMI-Standard für den Tool-unabhängigen Austausch von Simulationsmodellen: Ein Ansatz zur effizienten virtuellen Entwicklung*. Daimler AG, 2014. (Siehe S. 26).
- [46] Hinüber von E. „Inertiale Messsysteme mit faseroptischen Kreiseln (für Fahrdynamik und Topologiedaten-Erfassung)“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ)* 104 (Juni 2002) (siehe S. 32).
- [47] Hockenheimring. *Streckenplan*. 6. Feb. 2015. URL: <http://www.hockenheimring.de/streckenplan> (siehe S. 67).
- [48] Isermann R., Hrsg. *Fahrdynamik-Regelung Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2006, 461 S. (Siehe S. 128).
- [49] Kieffer S. „Reibungsans tze in der MKS-Simulation von Fahrwerken“. Diplomarbeit. Institut für Maschinenkonstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau, Universität Karlsruhe (TH), 2003 (siehe S. 43).
- [50] Kistler. *Datenblatt: Correvit  S-350 - Berührungslose Optische Sensoren* (siehe S. 31).
- [51] Kistler. *Datenblatt: RoaDyn  S625 System 2000 - Radkraftsensor für Pkw* (siehe S. 31).
- [52] K hler M., Jenne S., P tter K. und Zenner H. *Zählverfahren und Lastannahme in der Betriebsfestigkeit*. Springer Berlin Heidelberg, 2012 (siehe S. 8–10, 13).
- [53] Kühn P. und Holdmann P. „Moderne Pr fstandstechnologie für das Fahrwerk“. In: *ATZ* 100 9 (1998) (siehe S. 34).
- [54] Koutrik van S. „Optimal Control for Race Car Minimum Time Maneuvering“. Master Thesis. Faculty of Mechanical, Maritime und Materials Engineering (3mE), Delft University of Technology, 19. März 2015 (siehe S. 88).
- [55] Lange S. „Theoretische und experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Reifensimulation auf digitale Lastkollektivaussagen“. Dissertation. Fakultät für Maschinenbau: Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2013 (siehe S. 34, 109).
- [56] Lathi M. „Modelling Rubber Mounts, Using Non-Linear Elastic Force, Friction and Fractional Derivatives“. Master Thesis. Royal Institute of Technology, Vehicle Dynamics, Stockholm, Sweden, 2003 (siehe S. 103).
- [57] Leopold A. und Ammon G. „Aktive Fahrwerkskomponenten und deren Einfluss auf die Betriebsfestigkeit“. In: *VDI-Berichte Nr. 1846*. Ford-Werke AG, Köln. 2004, S. 351–365 (siehe S. 2).

- [58] Leopold A., Ammon G., McGowan N. und Burdock B. „Influence of Active Suspension Components on Durability“. In: *SAE Technical Paper* 2005-01-0981 (2005) (siehe S. 2).
- [59] Mack G. „Bestimmung von Bauteillasten im aktiven Fahrwerk mittels Co-Simulation“. In: *Chassis.Tech.* München, 2007 (siehe S. 4, 49, 50).
- [60] Mack G. „Eine neue Methodik zur modellbasierten Bestimmung dynamischer Betriebslasten im mechatronischen Fahrwerkentwicklungsprozess“. In: *Schriftenreihe des Instituts für Angewandte Informatik - Automatisierungstechnik, Universität Karlsruhe (TH)*. Bd. 28. Universitätsverlag Karlsruhe, 2009 (siehe S. 4, 45, 46, 49–52, 54).
- [61] MathWorks. *SIMULINK - Simulation and Model-Based-Design*. 25. Jan. 2014. URL: <http://www.mathworks.de/products/simulink> (siehe S. 2, 25, 37).
- [62] Melnikov D. und Ammon D. „Praxisgerechte Stoßdämpfermodelle für die Ride- & Handling-Simulation“. In: *9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*. 2000, S. 12 (siehe S. 91, 97).
- [63] Melnikov D. und Hilf K.-D. *Technischer Bericht: Luftfedermodell, Bauteilverhalten*. Daimler AG, 7. Mai 2004. (Siehe S. 103).
- [64] Mitschke M. und Wallentowitz H. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Aufl. Springer, 2004, S. 804 (siehe S. 14, 15, 21, 22, 33).
- [65] MSC Software. *Adams, The Multibody Dynamics Simulation Solution*. 12. Mai 2014. URL: <http://www.mscsoftware.com/product/adams> (siehe S. 2).
- [66] Niemz T. „Reducing Braking Distance by Control of Semi-Active Suspension“. Dissertation. Technische Universität Darmstadt, 2006 (siehe S. 107).
- [67] OpenCRG. *managing the road surface ahead*. 29. Aug. 2012. URL: <http://www.opencrg.org> (siehe S. 35).
- [68] Pacejka H. *Tyre and Vehicle Dynamics*. Automotive engineering. Butterworth-Heinemann, 2006 (siehe S. 34).
- [69] Petzold L. R. *A Description of DASSL: A Differential/Algebraic System Solver*. Sandia National Labs., Livermore, CA (USA), 1982. (Siehe S. 24).
- [70] Pfeffer P. E. „Aktive Fahrwerksysteme“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 06 (2011), S. 444–451 (siehe S. 1).
- [71] Radaj D. und Vormwald M. *Ermüdungsfestigkeit: Grundlagen für Ingenieure*. 3. Aufl. Springer, 2007, XVII, 688 S. (Siehe S. 8).
- [72] Rauh J. „Fahrdynamik mit CASCaDE“. In: *Dynamische Probleme (Modellierung und Wirklichkeit)*. Mitteilung des Curt-Risch-Instituts der Universität Hannover. Hrsg. von Natke H. G., Neunzert H. und Popp K. Hannover, 4.–5. Okt. 1990 (siehe S. 37).
- [73] Rauh J. „Fahrdynamik-Simulation mit CASCaDE“. In: *VDI-Berichte Nr. 816*. 1990 (siehe S. 37).

- [74] Rauh J. „OpenCRG - The open standard to represent high precision 3D road data in vehicle simulation tasks on rough roads for handling, ride comfort, and durability load analyses.“ In: *1st OpenCRG workshop*. Sindelfingen: <http://www.open-crg.org/>, 2010 (siehe S. 35).
- [75] Rauh J. und Mössner-Beigel M. „Tyre simulation challenges“. In: *Vehicle System Dynamics* 46.sup1 (2008), S. 49–62 (siehe S. 34, 35).
- [76] Regulation No. 13-H. *Uniform provisions concerning the approval of passenger cars with regard to braking*. United Nations, 2014. (Siehe S. 1).
- [77] Reif K. *Bremsen und Bremsregelsysteme*. Bosch Fachinformation Automobil. Vieweg + Teubner, 2010 (siehe S. 15, 18–20).
- [78] Reimpell J. und Betzler J. W. *Fahrwerk und Gesamtfahrzeug. Radaufhängungen und Antriebsarten. Achskinematik und Elastokinematik. Lenkanlage - Federung - Reifen. Konstruktions- und Berechnungshinweise*. 5. Aufl. 2005. 475 S. (siehe S. 50).
- [79] Relovsky B. „FMI Applications at Daimler“. In: *10th International Modelica Conference, Lund, Sweden*. 2014 (siehe S. 26).
- [80] Relovsky B., Brandes S. und Hilf K.-D. „The FMI Standard: Overview and Sample Application“. In: EDM CAE Forum. (ICS Messe Stuttgart). 2013 (siehe S. 26).
- [81] Riekert P. und Schunck T. „Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs“. In: *Ingenieur-Archiv* 11.3 (1940), S. 210–224 (siehe S. 33, 36).
- [82] RMOD-K 7. *Welcome to RMOD-K*. 14. Okt. 2014. URL: <http://www.rmod-k.com/> (siehe S. 4).
- [83] SAE J2522. *Dynamometer Global Brake Effectiveness*. SAE International, Juni 2003. (Siehe S. 54).
- [84] Sawa N., Nimiya Y., Kubota Y., Itsubo T. und Honma K. „Fatigue Life Prediction on Rough Road Using Full Vehicle Co-simulation Model with Suspension Control“. In: *SAE Technical Paper* 2010-01-0952 (2010) (siehe S. 3).
- [85] Schiehlen W. und Eberhard P. *Technische Dynamik: Modelle für Regelung und Simulation*. Vieweg+Teubner Verlag, 2004 (siehe S. 23).
- [86] Schneider S.-A. „Use Cases for FMI“. In: *10th International Modelica Conference, Lund, Sweden*. 2014 (siehe S. 26).
- [87] Schramm D., Hiller M. und Bardini R. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Berlin: Springer, 2010, 465 S. (Siehe S. 15–17, 36).
- [88] Schütz T., Krüger L. und Lentzen M. „Luftkräfte und deren Beeinflussung an Personenkraftwagen“. In: *Hucho - Aerodynamik des Automobils, ATZ/MTZ-Fachbuch*. Thomas Schütz, 2013 (siehe S. 76).
- [89] Sedlaczek K., Dronka S. und Rauh J. „Advanced modular modelling of rubber bushings for vehicle simulations“. In: *Vehicle System Dynamics* 49.5 (2011), S. 741–759 (siehe S. 43).
- [90] Sedlaczek K., Nikkel K., Leidner U. und Seufert B. „Computation of Suspension Durability Load Data Using Virtual.Lab Motion at Mercedes-Benz Cars“. In: *LMS European Vehicle Conference, Munich*. 2011 (siehe S. 34).

- [91] Seo Y. „A Study on the Vehicle Durability Analysis in Braking Mode“. In: *SAE Technical Paper* 2010-01-0492 (2010) (siehe S. 3).
- [92] Siemens. *LMS Virtual.Lab Motion*. 19. Nov. 2014. URL: http://www.plm.automation.siemens.com/de_de/products/lms/virtual-lab/motion/index.shtml (siehe S. 34).
- [93] SIMPACK. *Multi-Body Simulation Software*. 6. Sep. 2014. URL: <http://www.simpack.com/> (siehe S. 25).
- [94] Sonsino C. M. „Ausgewählte Einflussgrößen auf die Betriebsfestigkeit“. In: *Materials Testing* 52 (7-8 2010), S. 440–451 (siehe S. 8).
- [95] Sonsino C. M. „Betriebsfestigkeit — Eine Einführung in die Begriffe und ausgewählte Bemessungsgrundlagen“. In: *Materials Testing* 50 (1-2 2008), S. 77–90 (siehe S. 7, 8).
- [96] Sonsino C. M. „Versuchszeitverkürzung in der Betriebsfestigkeitsprüfung“. In: *MP Materialprüfung* 45 (4 2003), S. 133–144 (siehe S. 8).
- [97] Timings J. P. und Cole D. J. „Vehicle trajectory linearisation to enable efficient optimisation of the constant speed racing line“. In: *Vehicle System Dynamics* 50.6 (2012), S. 883–901 (siehe S. 88).
- [98] Tranbauer J., Thanner G. und Unger B. „Betriebsfestigkeitsprüfung aktiver Fahrwerksysteme“. In: *DVM-Bericht 130*. Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V. 2003, S. 109–118 (siehe S. 2).
- [99] Vaculín O., Krüger W. R. und Valášek M. „Overview of Coupling of Multibody and Control Engineering Tools“. In: *Vehicle System Dynamics* 41.5 (2004), S. 415–429 (siehe S. 25).
- [100] Valášek M. „Modeling, simulation and control of mechatronical systems“. In: *Simulation Techniques for Applied Dynamics*. Hrsg. von Arnold M. und Schiehlen W. Bd. 507. CISM International Centre for Mechanical Sciences. Springer Wien, 2009, S. 75–140 (siehe S. 24–26).
- [101] Westermann-Friedrich A. und Zenner H. „Zählverfahren zur Bildung von Kollektiven aus Zeitfunktionen, Vergleich der verschiedenen Verfahren und Beispiele“. In: *Forschungsvereinigung Antriebstechnik FVA-Merkblatt Nr. 0/14* (1988) (siehe S. 8).
- [102] Wilmes A. „Einfluss aktiver Feder-Dämpfersysteme auf die Lastkollektivberechnung eines Gesamtfahrzeugs“. Diplomarbeit. Institut für Maschinelle Anlagentechnik und Betriebsfestigkeit, Technische Universität Clausthal, 2013 (siehe S. 102).
- [103] Woernle C. *Fahrmechanik*. Manuskript zur Vorlesung. Universität Rostock. 2005. Sommersemester (siehe S. 15).
- [104] Wöhler A. „Über die Festigkeitsversuche mit Eisen und Stahl“. In: *Zeitschrift für Bauwesen* 20 (1870), S. 73–106 (siehe S. 8).
- [105] Wunram K., Eckstein L. und Rettweiler P. „Potenzial aktiver Fahrwerke zur Erhöhung der Fahrsicherheit von Motorrädern“. In: *Berichte der Bundesanstalt für Straßenwesen*. Bd. F81. Bundesanstalt für Straßenwesen, 2011 (siehe S. 94).
- [106] Xu H. *Praktikumsbericht: Generierung eines Geschwindigkeitsprofils*. Daimler AG, 7. Juni 2012. (Siehe S. 83).

- [107] Zanten A. T. „Die Bremsanlage in Fahrerassistenzsystemen“. In: *Bremsenhandbuch*. Hrsg. von Breuer B. 3. Aufl. Vieweg, Sep. 2006. Kap. 21, S. 337–358 (siehe S. 15, 19, 20).
- [108] Zanten A. T. „Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP)“. In: *Fahrdynamik-Regelung [48]*. Hrsg. von Isermann R. und Bill K. H. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg, 2006. Kap. 8, S. 169–211 (siehe S. 15, 20, 21).
- [109] Zomotor A. „Fahrverhalten. Kräfte am Fahrzeug, Bremsverhalten, Lenkverhalten, Testverfahren, Meßtechnik, Bewertungsmethoden, Versuchseinrichtungen, aktive Sicherheit, Unfallverhütung“. In: *Fahrwerktechnik*. Hrsg. von Reimpell J. 2. Aufl. Vogel-Fachbuch. Würzburg: Vogel, 1991 (siehe S. 15, 17).